

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Konstrukční návrh stroje pro lapování
koulí kulových kohoutů typu K92**

Design of Lapping Machine for Balls of
Ball Valves of Type K92

Student:

Bc. Petr Škovránek

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Škovránek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Konstrukční návrh stroje pro lapování koulí kulových kohoutů typu K92**
Design of Lapping Machine for Balls of Ball Valves of Type K92

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Zpracujte konstrukční návrh stroje, který bude sloužit k lapování koulí kulových kohoutů typu K92. Velikosti lapovaných koulí jsou pro potřeby jmenovitých světlostí potrubí v rozmezí DN500 až DN1000. Požadovaná konečná drsnost lapovaného povrchu je RA 0,4. Zpracujte průzkum v oblasti používaných lapovacích zařízení. Vytvořte variantní konstrukční řešení a pro vybranou variantu zpracujte podrobný 3D model. Rozsah výkresové dokumentace bude upřesněn vedoucím diplomové práce. Vytypujte kritická místa konstrukce a proveďte jejich kontrolu formou kontrolních výpočtů.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě20.5.2019.....

.....Šporáček.....
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 20.5.2019.....

.....
Škovránek

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Petr Škovránek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lipová 88/173, 747 16 Hat'

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠKOVŘÁNEK, P. *Konstrukční návrh stroje pro lapování koulí kulových kohoutů typu K92 : diplomová práce*. Ostrava: VŠB–Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2019, 64 s. Vedoucí práce: Tomáš Kubín

Diplomová práce se zabývá návrhem stroje pro lapování koulí kulových kohoutů velkých rozměrů. V první části práce se zabývám procesem lapování, kde jsem z literatury získal potřebné informace o problematice. Následně je proveden průzkum trhu s lapovacími stroji a vytvoření několika variant řešení, z kterých jsem vybral nejvhodnější. V další části je představena vlastní konstrukce stroje. Následně pokračuje popis vlastností stroje a zajištění bezpečnosti. Použitím počítačové MKP analýzy byla provedena kontrola čelisti sklíčidla. V poslední části práce jsou provedeny výpočty počátečních sil, od kterých jsem navrhoval a kontroloval části stroje.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ŠKOVŘÁNEK, P. *Design of Lapping Machine for Balls of Ball Valves of Type K92 : Master Thesis*. Ostrava : VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and design, 2019, 64 p. Thesis head: Tomáš Kubín

Master thesis is dealing with construction of lapping machine for large balls of ball valves. In first part of the thesis is introduces the lapping process and required parameters. In the next section is a market research. Then created design variants. Own construction of lapping machine is presented then. After presentations is description of machine properties and safety issues. Inspections of made chuck jaw is done by computer method FEM. Analytical methods are used for calculating of initial forces and for design and inspection of machine parts.

Obsah

Seznam použitých symbolů a značek	8
Zkratky	10
Úvod	11
1. Lapování	13
2. Strojní lapování.....	16
3. Vstupní požadavky lapovacího stroje.....	20
4. Varianty řešení.....	22
5. Zvolený konstrukční návrh.....	27
5.1. Popis rámu a konstrukce otáčejícího stolu.....	28
5.2. Sloup lapovacího stroje.....	31
5.3. Rameno lapovacího stroje.....	35
5.4. Lapovací nástroj, jeho upnutí a přitlačování.....	38
5.5. Vlastnosti stroje a zajištění bezpečnosti	41
6. MKP analýza	42
7. Analytické výpočty.....	46
7.1. Výpočet počátečních hodnot pro konstrukční návrh	46
7.2. Výpočet řemenového převodu pro pohon stolu.....	49
7.3. Výpočet ložiska stolu.....	51
7.4. Výpočet výsledné lapovací rychlosti	52
7.5. Výpočet momentu servopohonu a pohybový šroub vertikálního pohybu	52
7.6. Servopohon a pohybový šroub horizontálního pohybu	54

7.7. Kontrola čelisti sklíčidla	55
7.8. Požadovaná síla pneumatického válce.....	56
7.9. Výpočet motoru naklápacího lože	57
8. Závěr.....	59
9. Seznam použité literatury:	61
10. Seznam příloh:.....	63

Seznam použitých symbolů a značek

Značka	Jednotka	Popis
A	$[-]$	koeficient minimálního zatížení
C_1	$[-]$	faktor závislý na délce řemene
C_2	$[-]$	provozní faktor
C_3	$[-]$	faktor závislý na úhlu záběru malé řemenice
CC	$[mm]$	základní osová vzdálenost
C_{dyn}	$[kN]$	dynamická únosnost ložiska
$C_{dyn,š}$	$[kN]$	dynamická únosnost kuličkového šroubu
D_1	$[mm]$	roztečný průměr malé řemenice
D_2	$[mm]$	roztečný průměr velké řemenice
D_S^{DN1000}	$[m]$	střední průměr hranic lapovaných ploch
D_{S1}	$[mm]$	zvolený malý průměr lapovací hrany prstence
D_{S2}	$[mm]$	zvolený velký průměr lapovací hrany prstence
D_{s1}'	$[mm]$	malý průměr hrany sedla
D_{s2}	$[mm]$	velký průměr hrany sedla
D_r	$[m]$	upínací průměr prstence
F_a	$[N]$	axiální zatížení ložiska
F_{am}	$[kN]$	minimální axiální zatížení ložiska
F_{kmax}	$[N]$	maximální zatížení šroubu ve vzpěru
F_L	$[N]$	maximální síla přtlaku působící na kouli
F_m	$[kN]$	zatížení kuličkového šroubu
$F_{max-total}$	$[N]$	maximální přípustná upínací síla jedné čelisti
$F_{max-total-B}$	$[N]$	maximální přípustná upínací síla pro základní čelist
F_{o1}	$[N]$	osová síla působící na vertikální pohybový šroub
F_{o2}	$[N]$	osová síla působící na horizontální pohybový šroub
F_r	$[N]$	radiální zatížení ložiska
F_{rot}	$[N]$	svislá síla působící na naklápění
$F_{tř}$	$[N]$	třecí síla
F_{up-lap}	$[N]$	upínací síla na jednu čelist pro přenos krutu
$F_{up-přesun}$	$[N]$	upínací síla na jednu čelist pro udržení prstence
F_p	$[N]$	požadovaná síla na pneumatickém válci

H	[mm]	výška základní čelisti
H_{jaw}	[mm]	výška upnutí prstence ve vyráběné čelisti
L_d	[mm]	délka řemene
L_h	[hod]	životnost ložiska v hodinách
$L_{hš}$	[hod]	životnost kuličkového šroubu v hodinách
$M_{clamping}$	[Nm]	maximální moment pro určení upínací síly
M_{jaw}	[Nm]	moment působící na čelist
$M_{K'}$	[Nm]	požadovaný maximální moment krutu
$M_{max-jaw}$	[Nm]	maximální povolený moment na základní čelisti
M_{rot}	[Nm]	maximální moment potřebný k naklápění
$M_{šr}$	[Nm]	moment šroubu
N	[–]	požadovaný počet řemenů
P	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
P_b	[kW]	základní jmenovitý výkon řemene
P_d	[kW]	navrhovaný výkon
P_H	[mm]	rozteč kuliček horizontálního pohybového šroubu
P_V	[mm]	rozteč kuliček vertikálního pohybového šroubu
P_m	[kW]	výkon motoru
P_r	[kW]	jmenovitý výkon řemene
R	[m]	rameno působící síly
Re	[MPa]	Mez kluzu
S_N	[mm ²]	plocha mezikruží lapovacího nástroje
T_{rated}	[Nm]	nominální krouticí moment
X	[–]	koeficient radiálního zatížení ložiska
Y_2	[–]	koeficient axiálního zatížení ložiska
d_{H0}	[mm]	průměr roztečné kružnice horizontálního pohybového šroubu
d_{V0}	[mm]	průměr roztečné kružnice vertikálního pohybového šroubu
d_k	[mm]	malý průměr šroubovice
f	[–]	součinitel tření mezi nástrojem a koulí
f_2	[–]	součinitel tření mezi prstencem a čelistí
g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení
i	[–]	převodový poměr na řemenovém převodu

k	$[-]$	součinitel navýšení krutu z důvodů neznámých vlivů na moment
k_2	$[-]$	bezpečnost pro upnutí třením
k_k	$[-]$	koeficient závislosti na uložení
l_k	$[mm]$	nepodepřená délka šroubu
m_a	$[kg]$	hmotnost koule DN1000
$m_{čelisti}^{velké}$	$[kg]$	hmotnost vyráběné čelisti pro větší průměry
$m_{nástroj}^{1000}$	$[kg]$	hmotnost lapovacího prstence pro DN1000
m_{rot}	$[kg]$	hmotnost vstupující do momentu pro naklápění
$m_{sklícidla}$	$[kg]$	hmotnost sklícidla
$m_{zástavby}$	$[kg]$	hmotnost zástavby odlehčující pneumatický válec
n_{LN}	$[ot \cdot min^{-1}]$	otáčky lapovacího nástroje
$n_{lap-max}^{DN1000}$	$[ot \cdot min^{-1}]$	maximální otáčky pro lapování průměru DN1000
$n_{lap-min}^{DN1000}$	$[ot \cdot min^{-1}]$	minimální otáčky pro lapování průměru DN1000
n_{MAX}	$[ot \cdot min^{-1}]$	maximální relativní otáčky mezi koulí s nástrojem
n_{PS}	$[ot \cdot min^{-1}]$	otáčky na výstupu převodovky motoru stolu
n_V	$[ot \cdot min^{-1}]$	nominální otáčky vertikálního servopohonu
p	$[MPa]$	zvolený lapovací tlak
$v_{lap-max}$	$[ot \cdot min^{-1}]$	maximální rychlost lapování
$v_{lap-min}$	$[ot \cdot min^{-1}]$	minimální rychlost lapování
$v_{ver-nom}$	$[mm \cdot s^{-1}]$	nominální rychlost vertikálního posuvu ramene
$\sum m$	$[kg]$	součet hmotností snižující potřebnou sílu válce
α	$[^\circ]$	maximální náklon motorového lože
γ_H	$[^\circ]$	úhel stoupání horizontálního kuličkového šroubu
γ_V	$[^\circ]$	úhel stoupání vertikálního kuličkového šroubu
η	$[-]$	účinnost kuličkového šroubu
ω	$[rad \cdot min^{-1}]$	úhlová rychlost

Zkratky

AG	ARMATURY Group a.s.
KK	kulový kohout
MKP / FEM	metoda konečných prvků / finite element method
PLC	Programovatelný logický automat /Programmable Logic Controller

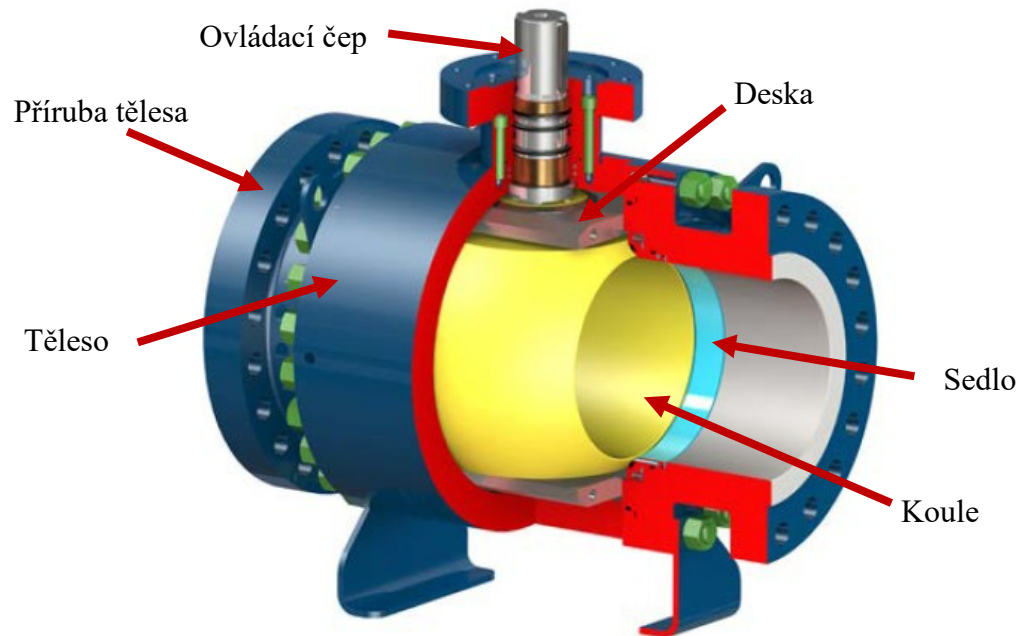
Úvod

Výroba armatur je na Opavsku a Hlučínsku velmi rozsáhlá a je zde mnoho firem, které se touto problematikou zabývají. Téma této diplomové práce vzniklo ve spolupráci s firmou ARMATURY Group a.s. (AG), která sídlí v Dolním Benešově. Jedná se o moderní firmu, která byla založena v roce 2000 spojením tří společností působících v Česku a na Slovensku. Firma vyrábí kulové kohouty (KK), uzavírací a škrťací klapky, zpětné klapky, šoupátka, ventily, hutní armatury, armatury pro jadernou energetiku a další druhy armatur. [2]

Armatury se používají už od nepaměti a jsou používány ke spojování trubek, nebo k regulaci průtoku různých tekutin. Nejčastěji se s nimi setkáváme v domácnostech, kde slouží k regulaci vody. Armatury můžeme dělit například podle proudícího média na armatury pro kapalně nebo plynné látky. Používají se v chemii a petrochemii, vodárenském průmyslu, plynárenství, hutním průmyslu, pro transport plynu i ropy.

Kulové kohouty jsou regulační prvky. Kohout je složen z tělesa, víka, koule, sedla a dalších částí viz Obr. 1. Koule KK mají ve středu otvor, přes který proudí kapalina v otevřené poloze armatury. V zavřené poloze je koule pootočená o 90° a průtok kapaliny je zastaven. Ve společnosti ARMATURY Group a.s. se vyrábí typy kulových kohoutů K91 a K92. Typ K91 je označení pro kulový kohout s plovoucí koulí. Typ K92 je označení pro kulový kohout s provedením trunnion, které může být dále podle upevnění koule rozděleno na uložení na čepech (trunnion stem) nebo uložení na deskách (trunnion plate). Sedlo KK slouží k utěsnění prostoru mezi koulí a tělesem. Sedlo může být přitlačováno pístovým efektem jednoduchým, nebo dvojitým. Tím se získává od pracovního tlaku kapaliny dobré těsnící síly působící od sedla ke kouli. K dalšímu přitlačování se mnohdy používají pružiny. Vliv přitlaku zajistí určitou těsnost mezi koulí a sedlem, ale podstatný vliv hraje dosedající povrch mezi těmito dvěma částmi. Abychom omezili proniknutí kapaliny do tělesa a při zavřeném stavu za armaturu, tak je nutné mít těsnící plochy lapovány. Pronikáním kapaliny mezi koulí a tělesem rovněž dochází k vytváření tlaku uvnitř KK. Lapováním získáme malou drsnost a přesný povrch. To je vhodné zejména při kombinaci těsnění kovové koule a kovového sedla. U koule dochází k nástřiku chromniklového povlaku na kouli a každá nerovnost se při tomto nástřiku projeví jejím zvětšením a

zhoršením těsnících vlastností. Povlak zvyšuje tvrdost a odolnost proti opotřebení na povrchu koule. [3]

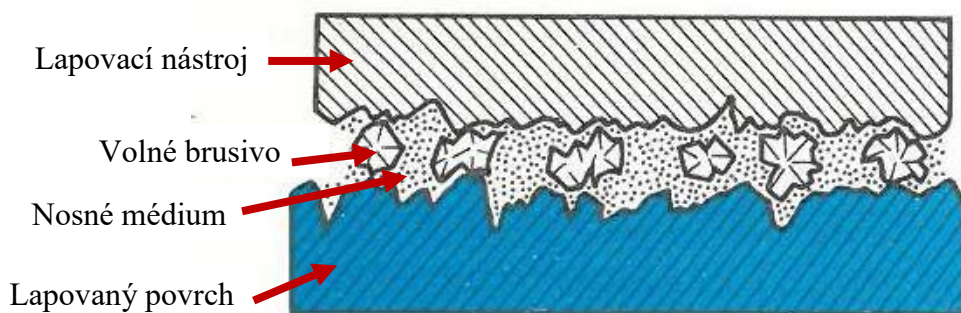


Obr. 1 Popis KK v šroubovaném provedení typu turnnion plate s přírubami [3]

1. Lapování

Lapování patří mezi dokončovací metody obrábění povrchu. Touto metodou lze dosáhnout nejpřesnějších rozměrů a nejmenších drsností povrchu. Lapováním je možné opracovávat válcové plochy vnější i vnitřní, rovinné a tvarové plochy. [4]

Samotný proces je ve své podstatě typem jemného broušení, kdy dochází k úběru materiálu pomocí brusných zrn. Ty jsou umístěna mezi obráběnou plochou a nástrojem, který má tvar negativu lapované plochy. Oproti typickému broušení jsou zrna rozptýlena v lapovacím médiu, kterým je kapalina, nebo pasta (Obr. 2). Dochází tedy k odřezávání mikronerovností vlivem volného brusiva. Také dochází k plastickým deformacím nerovností, které přispívají k zlepšení drsnosti. Někdy je brusivo spojeno keramickým pojivem s nástrojem a tvoří brousící kotouč. Lapování můžeme dělit na hrubovací, jemné a velmi jemné. Regulace mezi těmito fázemi může být řízena otáčkami lapovacího nástroje, velikostí brusných zrn, přitlakem nástroje a viskozitou nosného média brusných zrn. Zvětšováním brusných zrn dochází k zvětšení úběru. U zvyšování tlaku a rychlosti roste úběr pouze do určité meze, za kterou už nedochází k zvyšování úběru. [4][5]

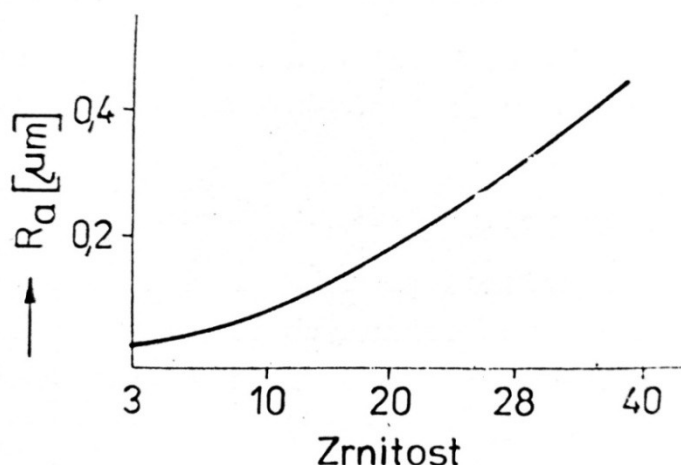


Obr. 2 Princip lapování [12]

Lapovací nástroj bývá vyráběn z jednozrnné perlitické nebo feritické litiny, z mědi, měkké oceli, olova či z plastických hmot. U tohoto procesu je důležité, aby nedošlo k zadření nástroje s lapovaným povrchem. Pokud se jedná o velmi jemné lapování, tak se můžeme setkat i s nástroji z kalené oceli nebo s tvrdě chromovanými nástroji. Nástroje mohou být děleny na ruční, nebo strojní a podle lapovaných ploch na desky pro lapování rovinných ploch, trny pro vnitřní válcové plochy a prstence pro vnější lapované plochy. Nástroje pro hrubovací práce mohou být drážkované pro snadnější výměnu lapovacího

média. Také může být použito místo nástroje dvou funkčních částí, kterými jsou ventily do sedla a ozubené kola. V našem případě lapování sedla s koulí. Jako nejvhodnější se doporučuje mít nástroj z litiny, který má chemické složení 2,8 až 3,1% C, 0,5 až 0,7% Mn, 1,8 až 2% Si, 0,1 až 0,12% S, 0,1 až 0,3% P. Pro odstranění vnitřního pnutí se litina žíhá při teplotě 450 °C až 500 °C s rychlostí ohřevu 60 °C/hod a rychlostí chlazení 40 °C/hod. Čas na žíhací teplotě se pro tloušťku 25 mm udává 1 hod. Poté jsou odlitky opracovány na přesný tvar. [4][5][6][7]

Brusivem pro měkké i kalené oceli bývá elektrokorund A99, A98. Pro lapování litiny a skla se používá karbid křemíku C49. Velmi tvrdé materiály se lapují karbidem bóru nebo diamantovými mikroprášky, eventuálně mikroprášky z kubického nitridu bóru. Rovněž se používají zrna z oxidu železitého, oxidu chromu, vídeňské vápno a karborundum. Zrnitost brusiva volíme podle výchozí a požadované drsnosti povrchu. Drsnost můžeme změnit zrnitostí materiálu, jak jde vidět na Obr. 3. [5]



Obr. 3 Závislost drsnosti lapované plochy na zrnitosti brusiva [5]

Jako lapovací kapalina se může použít petrolej s olejem a s 3 až 5 % kyseliny olejové. U jemného lapování se používá benzín, nebo nafta s brusivem C49. Pro vysoký lesk kalené oceli pak například líh s vídeňským vápnem. Lapovací pasty mívají různé složení a mimo zrna obsahují živočišné tuky nebo oleje, petrolej a některé kyseliny, čímž se dostáváme k druhu chemicko-mechanickému lapování. Kyseliny mají velký vliv na čas lapování. Pomocí kyselin dochází k narušení mikroskopické vrstvy povrchu, která pak lze snadněji obrousit. Známe je i případ snížení lapovacího času z 60 min na 3 min. Dále je možné se

setkat s elektrolytickým druhem lapování, které se užívá zejména pro obrábění velmi tvrdých materiálů. [5]

Dalším důležitým parametrem je velikost nasycení povrchu brusnou pastou nebo suspenzí. Ty se na obráběný povrch dodávají ručně, nebo automaticky. U ručního nasycení povrchu se suspenze nanáší pomocí štětce nebo kapkovou metodou. Při strojovém nanášení se používá čerpadlo. Velikost nasycení je možné kontrolovat mikroskopicky, pomocí spektrální analýzy, ultrazvukových kmitů nebo dalších metod. [7]

Pro lapování se dávají přídavky na lapovaný povrch, viz Tab. 1. U větších přídavků a pro dosažení lepších drsností a geometrických tolerancí se používá víceetapové lapování. U něj se postupně zmenšuje zrnitost brusiva, přitlačný tlak a pracovní rychlost. Obvykle bývá povrch lapované plochy předem broušen s přídavkem 0,005 mm až 0,03 mm. Přesnosti, kterých lze dosáhnout touto dokončovací metodou obrábění jsou uvedeny v Tab. 2. [5][6]

Tab. 1 přídavky pro lapování [5]

Kalené oceli	Rovinné plochy	5 až 30 μm
	Díry a vnější válcové plochy	8 až 15 μm
Nekalené oceli	Rovinné plochy	6 až 14 μm
	Díry a vnější válcové plochy	10 až 23 μm

Tab. 2 Přesnost a drsnost, kterou můžeme dosáhnout lapováním. [5]

	IT	Ra (μm)
Hrubovací lapování	5 až 6	0,16 až 0,4
Jemné lapování	3 až 4	0,08 až 0,16
Velmi jemné lapování	1 až 3	0,01 až 0,04

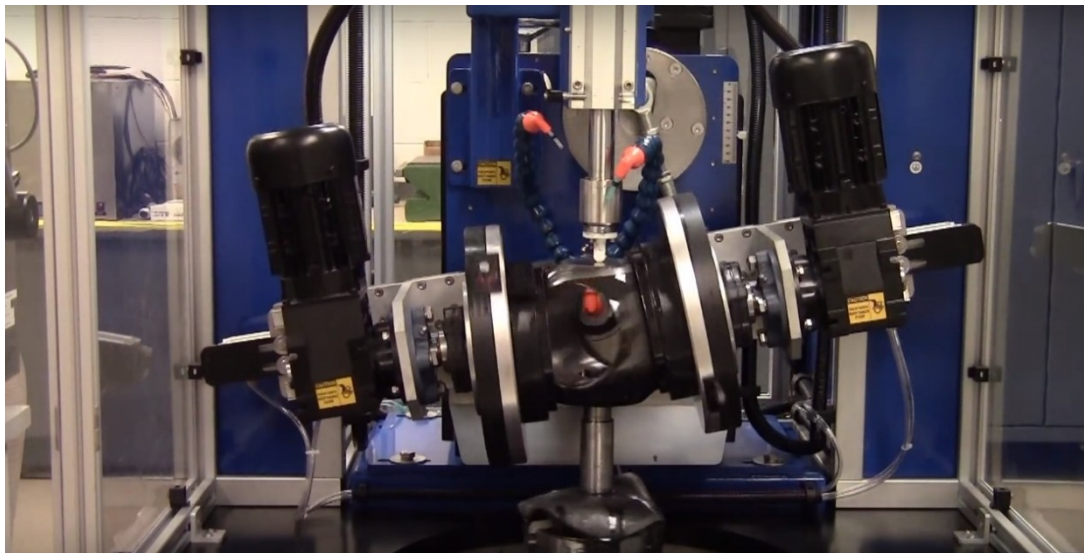
Lapovací nástroj má vykonávat nepravidelný pohyb vůči obráběné ploše. V literatuře se uvádí přitlačný tlak na opracovávaný povrch 0,02 až 0,25 MPa. Menší hodnoty používáme pro jemné lapování. Rychlosti lapování se pohybují od 5 do 120 $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$. Pro jemné lapování 15 až 30 $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$. U velmi jemného lapování se uvádí rychlost 5 až 10 $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$. Nejčastěji se používá rychlost kolem 30 $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$. [5][7]

2. Strojní lapování

V této kapitole představím stroje, které jsou k dostání na trhu. Popíšu jejich parametry a vysvětlím, jak fungují.

The Lapmaster LBVS250

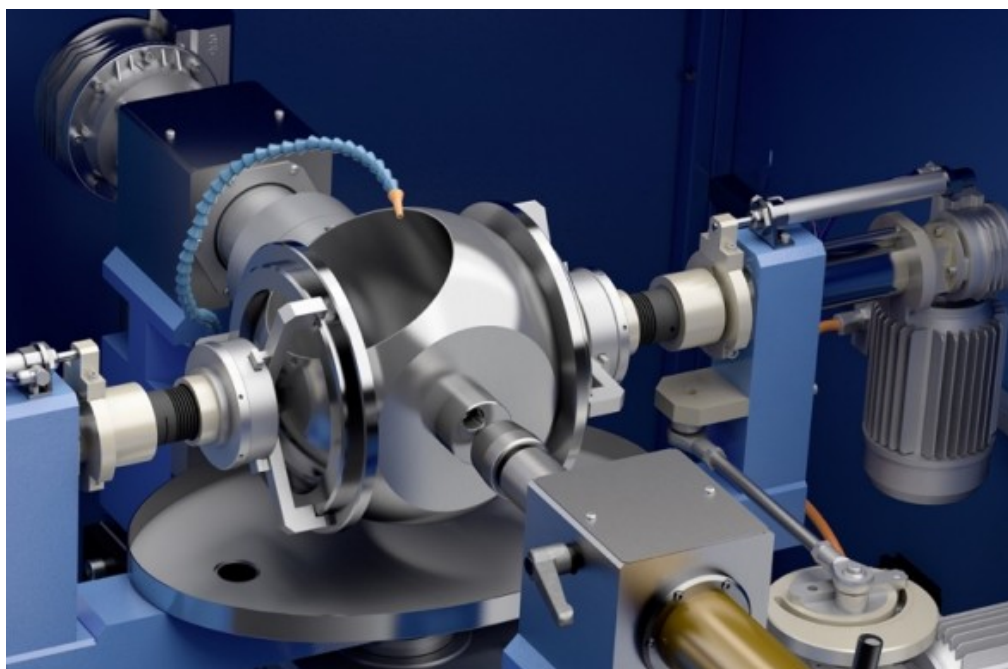
Stroj vyrábí firma Lapmaster Wolters se sídlem společnosti ve Spojených státech amerických. Stroj je plně vybaven a dokáže lapovat koule od průměrů 100 mm do 250 mm. Stroj má nastavitelné lapovací rameno. To má dva motory, které pohybuji lapovacími prstenci obrábějící povrch koule. Další motor pohání samotnou kouli a je spojen s ramenem, které umožňuje kývavý pohyb. Tím se zvětšuje lapovaná plocha a dochází k předcházení stop po lapování pohybem zrn na stejném místě, zajištění dobré kruhovitosti a odstraňování použitého brusiva. Dodávání brusiva je aplikováno přívodními tryskami, které mohou mít přítok až 60 CC (cm³) brusiva, výrobce ale neudává, zda se jedná o objem za minutu nebo jinou jednotku času. Prstence jsou přitlačovány ke kouli pneumatickými válci. Všechny motory a pneumatika jsou nezávisle řízeny. Frekvence oscilace ramene je řízena podle velikosti koule. [8]



Obr. 4 Lapovací stroj Lapmaster LBVS250 [8]

EFCO ROTAGO

Lapovací stroj EFCO ROTAGO se používá pro lapování koule i obou sedel najednou. Lapováním sedel s koulemi dosáhneme přesného usazení a výborné těsnosti mezi sedlem a koulí. Stroj slouží pro lapování koulí od průměrů 50 mm do 300 mm. Maximální hmotnost koule je 100 kg. Rychlosti veškerých motorů mohou být řízeny nezávisle na sobě. Motor pro pohyb koule se může pohybovat v rozsahu 3 až 60 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Rozsah rychlosti pohybu sedel je 3 až 80 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Kývavý mechanismus se pohybuje s otáčkami od 3 do 30 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a s excentricitou od 0 do 60 mm. Ustavení velkých koulí do pracovní polohy se provádí shora, což je vhodné pro použití jeřábu. Přitlačování obou lapovaných částí je prováděno pneumatikou. Brusná směs je přiváděna čerpadlem. [9]



Obr. 5 Lapovací stroj EFCO Rotago [9]

Kemet Spherical Lapping Machine

Stroj firmy Kemet slouží pro lapování a leštění před-obrobených koulí a sedel až do zrcadlového lesku. Dosahovaná tolerance kulatosti je méně než 3 mikrony. Stroj slouží pro lapování dvou koulí najednou a skládá se z šesti motorů, jejichž rychlosti jsou nezávisle řízeny. Lapovací tlak je zajištěn pneumaticky. Maximální tlak vzduchu je 3 bary. Při

lapování rotuje otočný stůl, na kterém je umístěno sedlo. Na to se tlačí pneumatikou kulová plocha, která rotuje a tvoří kývavý pohyb. [10]



Obr. 6 Lapovací stroj pro koule firmy Kemet [10]

SAPORITI PV 1000

I když je tento stroj určen pouze na broušení koulí, můžeme ho zohlednit pro jeho konstrukci a parametry, kterých dosahuje. Udávaný stroj dokáže brousit koule do průměru 1100 mm. Stroj dokáže dosáhnout geometrické tolerance kruhovitosti do 10 μm . To je zejména díky hmotné konstrukci a tuhosti stroje. Dosažené drsnosti jsou Ra 0,2 a lepší. Motory jsou vodou chlazené. Konstrukce stroje je podobná soustružnickému stroji, kdy je koule otáčena na horizontální ose. Koule je upnuta mezi vřetenem a koníkem. Kolmo k horizontální ose se přibližuje brousící hlavice s nástrojem. [11]



Obr. 7 Brousící stroj Saporiti PV1000 [11]

Malý lapovací stroj používaný v AG

Tento jednoduchý stroj je složen z otáčejícího stolu, na kterém je umístěna lapovaná koule. Obsluha stroje drží lapovací nástroj, nebo sedlo koule v požadované poloze. Nástroj je přitlačován vlastní hmotností nebo může být zvýšen přitlak obsluhujícím pracovníkem. Lapovací proces závisí zejména na zaměstnanci, který lapování provádí. Stroj je vhodný pouze pro malé průměry koulí.



Obr. 8 Lapovací stroj používaný firmou AG pro malé průměry

V této kapitole jsem představil stroje, které jsou k dostání na trhu. Navíc jsem k lapovacím strojům přidal jako alternativu brousící stroj, jehož konstrukci se dále můžu inspirovat. Taký jsem přidal malý lapovací stroj používaný ve firmě AG.

3. Vstupní požadavky lapovacího stroje

V této části jsem si zvolil požadavky, které má stroj splňovat. Rovněž jsou zde hodnoty získané z firmy AG.

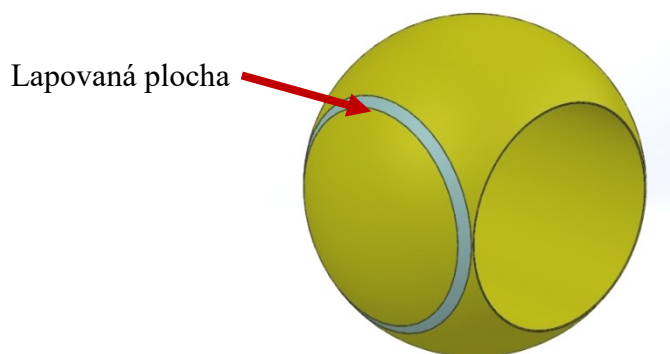
Hlavní požadavky:

- lapování v oblasti sedla v uzavřeném stavu ventilu
- lapovat nejhůře na Ra 0,4
- svařovaný rám stroje
- návrh lapovacího nástroje
- možnost použít jako protikus sedlo ventilu.
- snadné umístění koule shora

Vedlejší požadavky:

- jednoduchost konstrukce
- přivádění brusné směsi čerpadlem

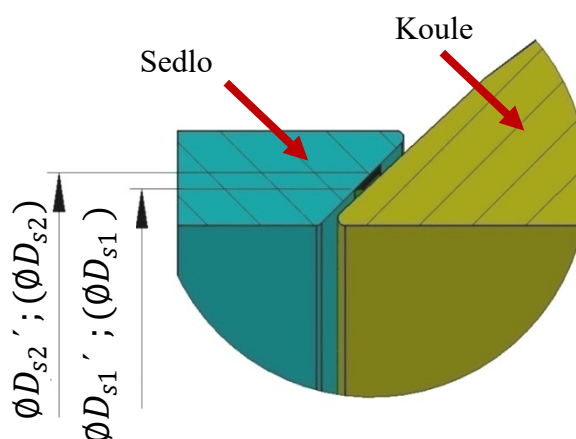
Pro proces lapování mám zadanou požadovanou drsnost Ra 0,4 μm . Tato drsnost odpovídá hrubovacímu lapování. Z výkresů poskytnutých firmou AG jsem sestavil tabulku požadovaných parametrů, které jsou při návrhu stroje důležité. Mezi důležité parametry jsem zvolil průměr lapované koule, průměry dosedacích ploch sedla D_{s1}' a D_{s2}' , průměr otvoru koule a hmotnost obráběné koule. Podstatnou informací je, že koule jsou dopravovány po hale pomocí jeřábů, upnuté za popruhy. Proto je mezi hlavními požadavky přisunutí koule ke stroji ve svislém směru. Kouli není třeba lapovat celou, ale stačí těsnicí prostor kolem sedla koule v uzavřeném stavu (Obr. 9, Obr. 10).



Obr. 9 Lapovaná plocha koule

Tab. 3 Parametry zadaných koulí

Typový rozměr koule	Lapovaný Průměr koule	Dosedací průměry sedla $\varnothing D_{s1}' / \varnothing D_{s2}'$	Průměr otvoru koule	Hmotnost koule
DN 500	736,3	512,8 mm 522,2 mm	487 mm	560,5 kg
DN 600	890	625,9 mm 632,4 mm	589 mm	998,7 kg
DN 700	1025,3	713,2 mm 731,2 mm	684 mm	1590 kg
DN 800	1180,3	820,6 mm 830,8 mm	780 mm	2526 kg
DN 900	1308	914 mm 924 mm	874 mm	3390 kg
DN 1000	1465,3	1020,1 mm 1031,8 mm	976 mm	4918 kg



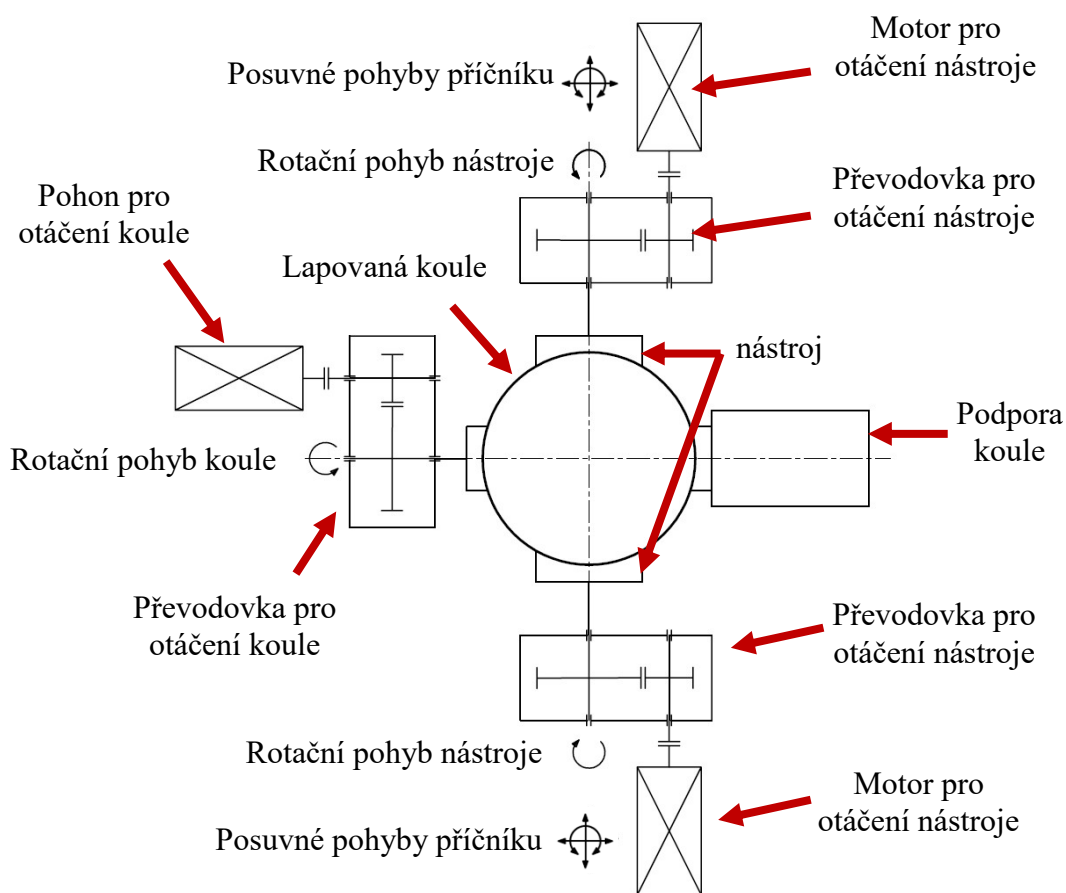
Obr. 10 Rozměry dosedacích ploch sedla v otevřeném stavu koule

4. Varianty řešení

V této kapitole budou představeny 4 varianty řešení s ohledem na kinematiku stroje a umístění pohonů.

Varianta A

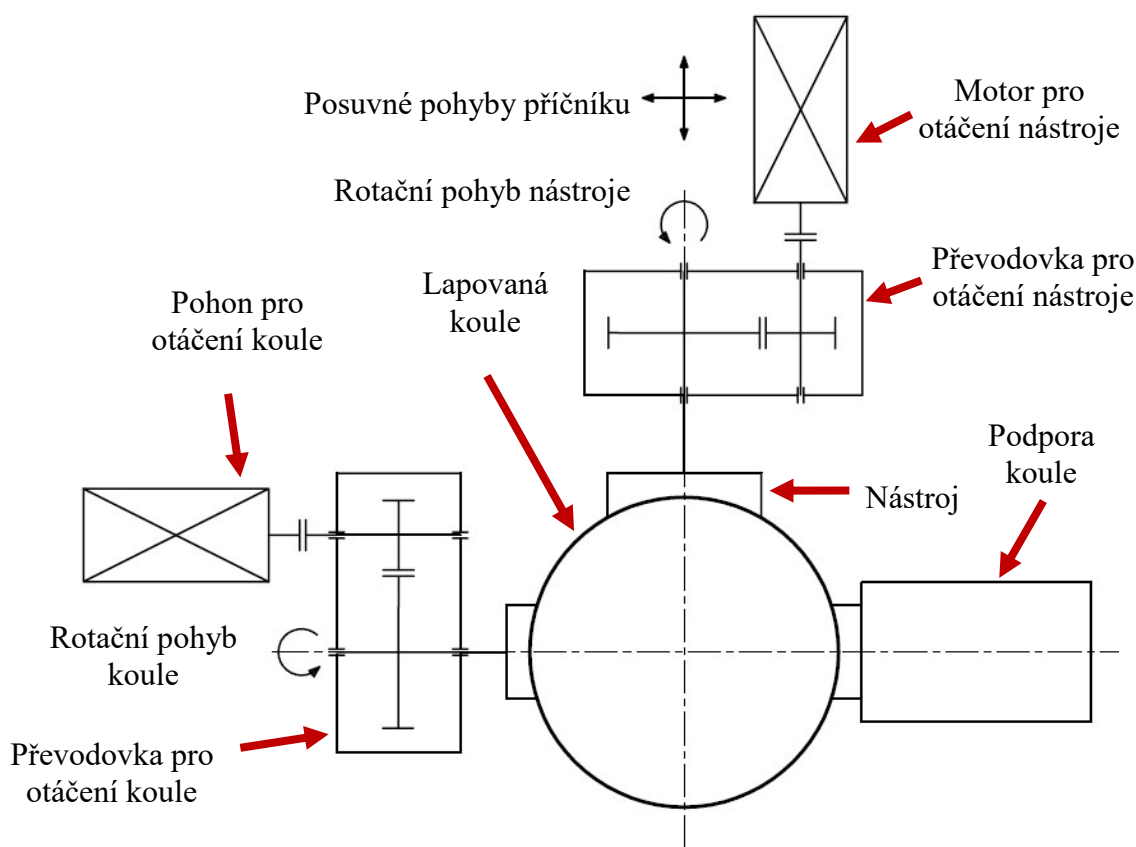
Návrh vychází z možnosti lapovat celou kouli. Hlavní osa rotace je ve vodorovném směru, stejně jako stroj EFCO ROTAGO0. Kolmo k hlavní ose rotace působí osa s rotací nástroje tak, že je možné přivést kouli z horní strany stroje. Přívod brusné směsi je prováděn pomocí čerpadla. U tohoto návrhu dochází k snadné výměně brusiva rotací koule. Výhodou je lapování z obou stran najednou a možnost zabrušování sedel. Zde je nutné použít pneumatiku pro dosažení požadovaného přitlačného tlaku. Nevýhodou je nutnost vytvořit složitý stroj, který obsahuje jeden hlavní motor, dva motory pro nástroj a dále pneumatické motory. K tomu ještě další motor pro oscilační pohyb nástrojů. V případě poruchy některého z pohonů se může lapovat na nižší výkon. Nevýhodou je nutnost rotování hmotné koule a její upnutí.



Obr. 11 Schéma varianty A v pohledu shora

Varianta B

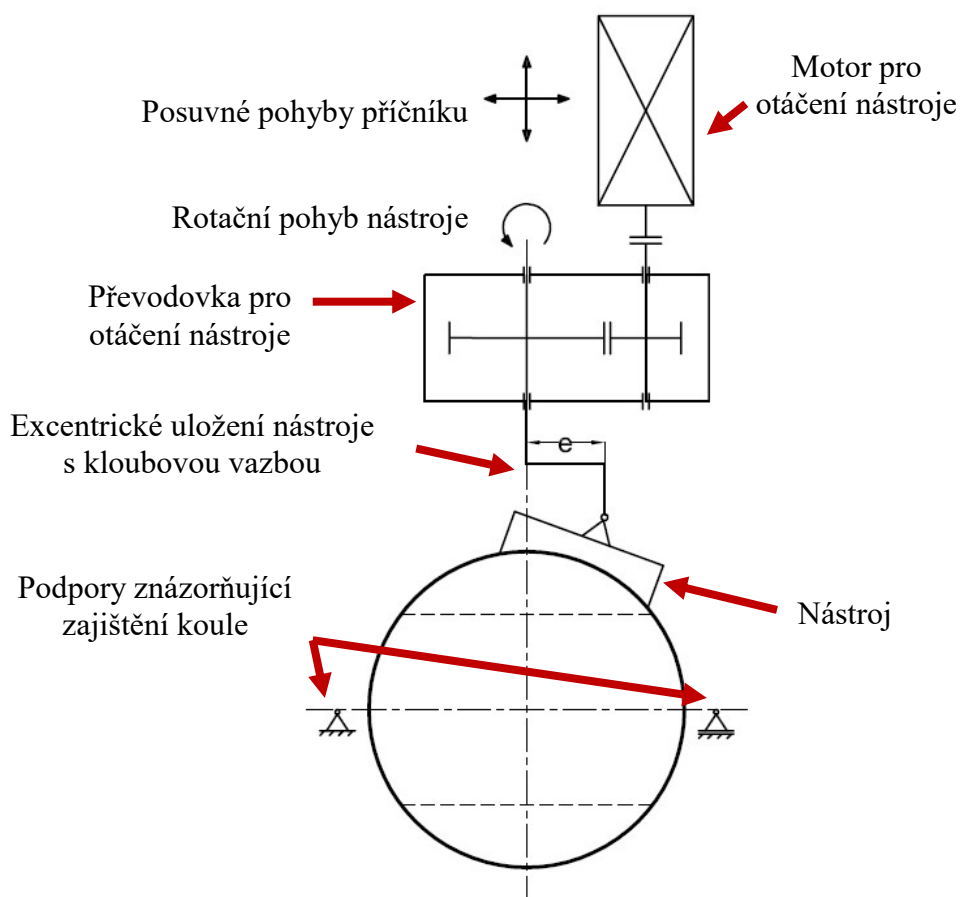
Tato varianta řešení vychází z konstrukce brusky SAPORITI PV1000. Koule rotuje ve vodorovné ose. Kolmo na tuto osu působí rotující nástroj, ten lze polohovat ve svislém směru a také ve vodorovném z důvodu ustavení a změny průměrů. Nástroj je přitlačován rovněž pneumatikou, ale může pracovat i s přitlačováním pružinou nebo jen hmotností lapovacího nástroje. Brusivo je dopravováno čerpadlem. Rovněž jako u varianty A se jedná o složitější stroj, který může fungovat na nižší výkon po poruše hlavního motoru, kdy se zafixuje osa rotace koule a může se použít pouze pohon nástroje. Nevýhodou je stejně jako u varianty A řešení rotující koule o velké hmotnosti.



Obr. 12 Schéma konstrukčního návrhu B z bočního pohledu

Varianta C

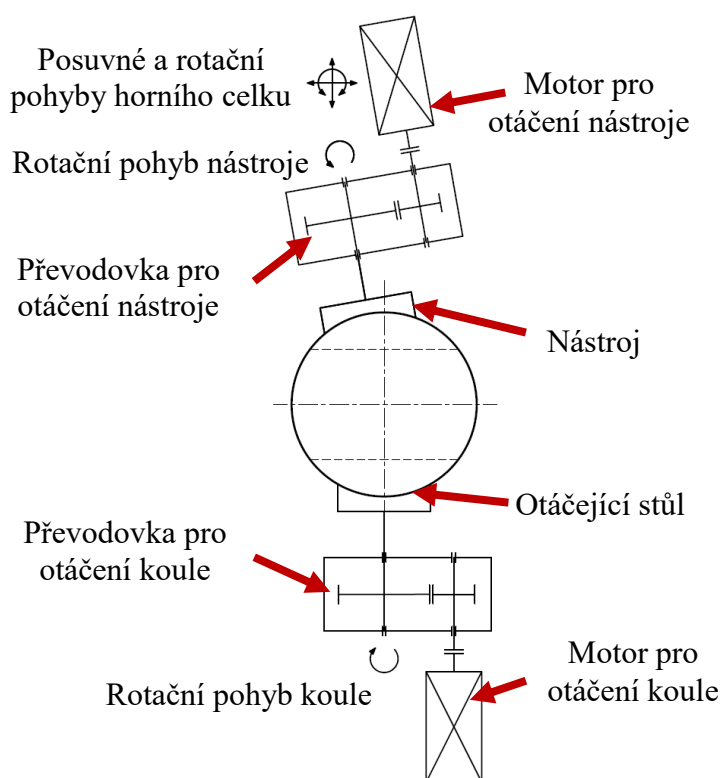
Tento návrh, skládající se z jednoho hlavního motoru je velmi jednoduchý. Kinematika pohybu u tohoto návrhu vychází z malého lapovacího stroje používaného ve firmě AG. Hlavním pohybem je rotační pohyb nástroje. Brusný nástroj má svislou osu rotace a otáčí se na horní straně koule. Pohyb nástroje může být s excentrickým usazením nástroje, tím dosáhneme snadnější výměny brusné směsi v místě lapování. Koule je staticky upevněna v rámu tak, aby se nepohybovala. Nevýhodou je, že není lapovaný celý povrch koule, ale pouze místa v okolí sedla, což v našem případě nevadí. Je možné lapovat kouli společně se sedlem, ale pouze jednu stranu koule, což je hlavní nevýhodou stroje. Pomocí vlastní hmotnosti nástroje dochází k získání požadovaného přitlačného tlaku, je možné jej rovněž doplnit pneumatikou nebo pružinovým systémem. Nutností je udělat sklopnou či otočnou horní část rámu pro snadné ustavení koule.



Obr. 13 Schéma konstrukčního návrhu C z bočního pohledu

Varianta D

Tato varianta řešení kinematiky pohybu a uspořádání nám umožňuje stejně jako u varianty A a B otáčet koule. Nyní podél svislé osy, kde je snadnější ustavení koule na otáčející stůl. Jelikož je nástroj a jeho motorová část nad koulí, tak je nutné mít možnost ho přemístit mimo pracovní prostor pro snadné ustavení koule jako v případě varianty C. Pro zvětšení lapovaného průměru má nástroj možnost sklonu osy rotace od svislé osy. Touto variantou není možné opracovat kouli při jednom upnutí. To je hlavní nevýhodou stroje.



Obr. 14 Schéma varianty D z bočního pohledu

Jako použitelné řešení pro danou aplikaci jsem se rozhodoval mezi variantami C a D. Ty mají možnost snadného ustavení koule proti variantám A a B, kde se koule musí upínat mezi čelisti, a pro kouli těžkou až 5 tun to může být problémové. Varianty C, D mají možnost po odsunutí částí s motorem a nástrojem přisunout kouli ve svislém směru pomoci jeřábu. Koule se umísťují na stůl. V případě varianty D otáčecí, kde v kombinaci s naklápěním nástroje máme možnost lepší výměny brusných zrn. Varianta C je jednodušší verzí varianty D, kde může být pro zvětšení lapovacího rozsahu použité excentrické uložení nástroje. Rozhodl jsem se pro použití varianty D.

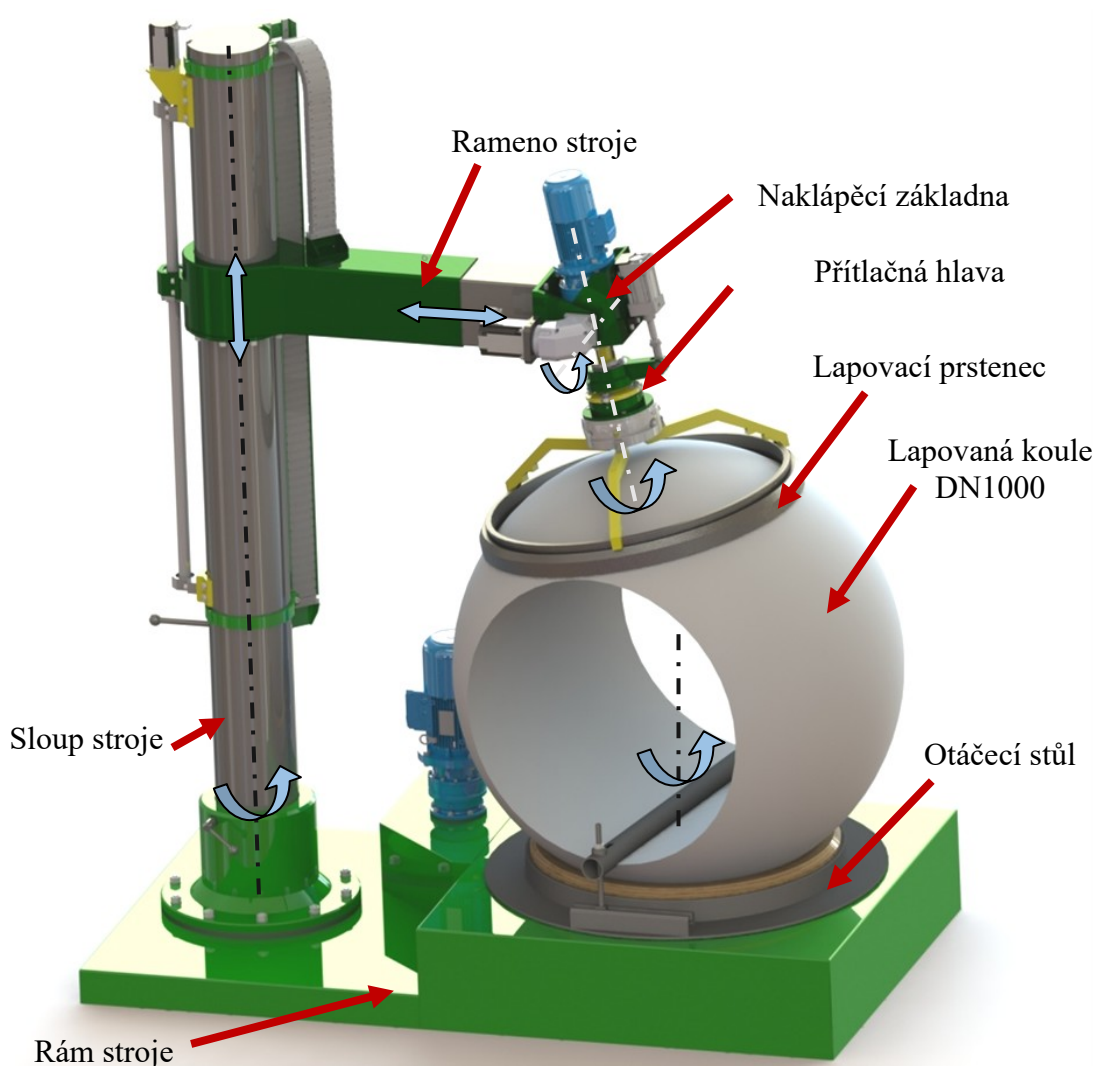
Při volbě konceptu jsem se ohlížel na nutnost řešit široký rozsah otáček, viz kapitola 7.1 a Tab. 4, a s tím spojenou volbu motoru s převodovkou. Volba není úplně jednoduchá, jelikož se jedná o velké množství kombinací, které mohou nastat.

Mezi možnostmi, o kterých jsem přemýšlel, bylo použít motor s jedním vinutím, případně z důvodu většího rozsahu otáček volit elektromotor s dvěma vinutími a možností měnit počet aktivních pólových dvojic. Změnou počtu pólových dvojic můžeme skokově měnit otáčky motoru. U motoru s jedním vinutím mohl být problém s rozsahem frekvencí, které bych musel pokrýt. Další možností, jak efektivně měnit otáčky, nad kterou jsem uvažoval, byla říditelná převodovka. Tuto možnost jsem zavrhnul, protože jsem nenašel žádnou říditelnou převodovku s dostatečným převodovým poměrem.

Výsledkem bádání bylo řešení se dvěma motory, kdy jeden otáčí stolem s koulí a druhý lapovacím nástrojem. Tím můžeme dosáhnout velkého rozsahu obvodových rychlostí v místě dotyku a taky různých stylů lapování. Volbou dvou motorů mohu dosáhnout kombinaci otáčení motorů, kdy se otáčí jeden motor a druhý stojí. Případně se mohou motory otáčet ve stejném směru, ale s jinými otáčkami a tím efektivně snižovat obvodové rychlosti v místě dotyku až k rychlostem blízkým nule. Pro případ větších rychlostí otáček se je vhodná kombinace, kdy se motory otáčí v opačném směru a součtem jejich obvodových rychlostí v místě dotyku získám větších relativních rychlostí mezi nástrojem a koulí. Touto kombinací dvou motorů nemusím použít předimenzované motory, říditelné převodovky, motory se dvěma vinutími nebo obrovský rozsah řízený frekvenčními měniči, abych získal velký rozsah otáček

5. Zvolený konstrukční návrh

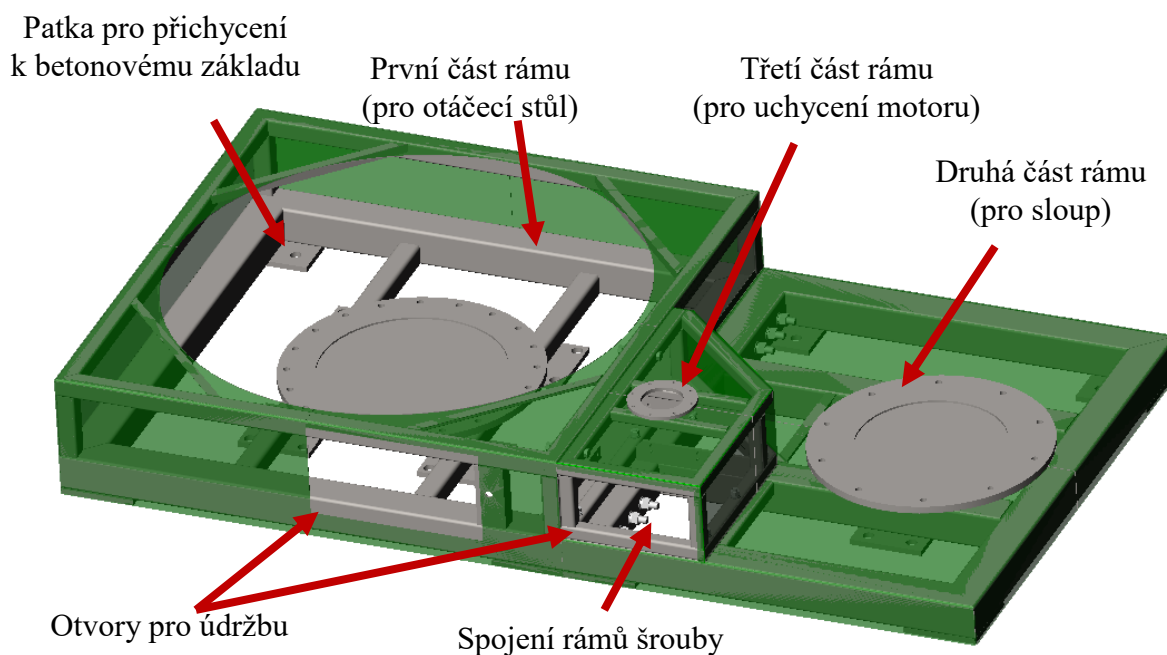
Výsledný návrh stroje je možné vidět na Obr. 15. Jedná se o sloupovou konstrukci. Celý stroj leží na rámu, který bude popsán v kapitole 5.1. Na rámu je umístěný otáčecí stůl a sloup stroje. Na sloup navazuje pohyblivé rameno, na kterém je umístěná naklápěcí základna s motory pro přitlačování a otáčení přitlačné hlavy. Částí přitlačné hlavy je sklíčidlo držící v čelistech lapovací prstenec. Když budu dále používat pojmy lapovací prstenec, lapovací nástroj nebo sedlo, tak tím myslím díl, který bude upnut mezi čelisti sklíčidla. Na obrázku jsou znázorněny možné pohyby stroje. Ten může rotovat koulí. Dále může posouvat rameno ve svislém a vodorovném směru. Lapovací nástroj koná rotační pohyb a pro možné zvětšení lapované plochy je použit i rotační pohon naklápěcí základny. Jako poslední nezmíněný je rotační pohyb sloupu umožňující otočení ramene z pracovní polohy do klidové. Představení dílčích částí návrhu pokračuje v podkapitolách.



Obr. 15 Výsledný návrh lapovacího stroje

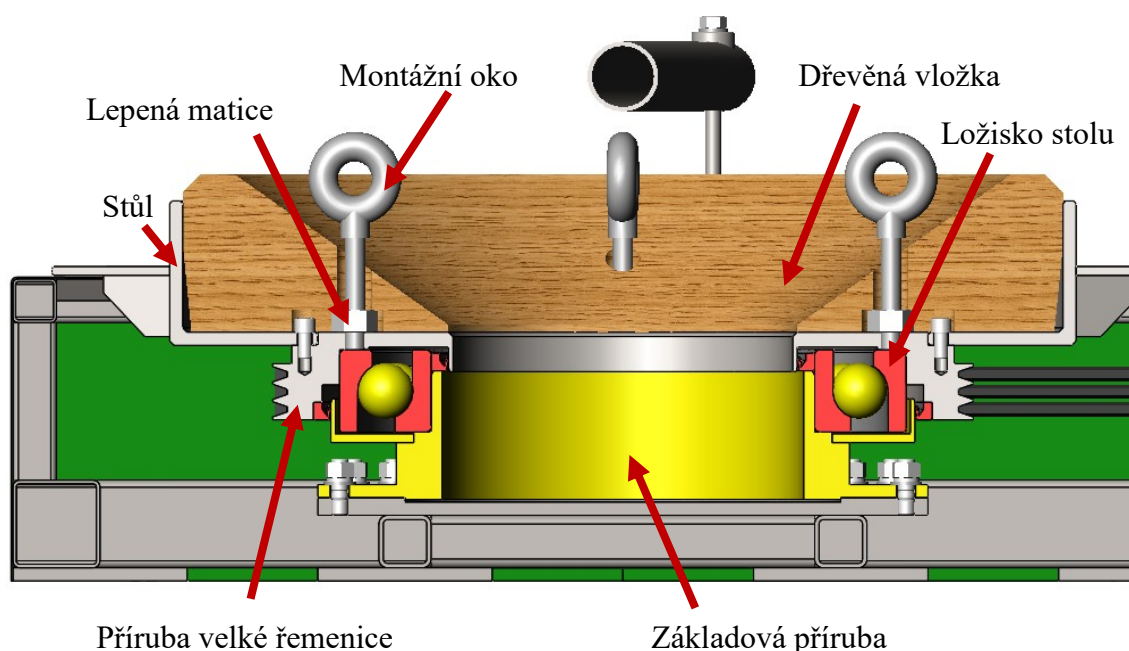
5.1. Popis rámu a konstrukce otáčecího stolu

Rám se skládá ze tří částí. To je z důvodu velikosti vyráběného rámu. První a druhá část rámu je uchycena v betonovém základu šrouby. Konstrukce rámu jsou svařeny a požadované plochy obrobeny. Části jsou k sobě přišroubovány pro zvýšení tuhosti komplexu. Rámová konstrukce bude zakryta oplechováním, které bude mít místa pro možnou údržbu a kontrolu. První část rámu slouží jako základna pro otáčecí stůl. Druhá část rámu je základnou pro sloup stroje a třetí část slouží pro uchycení motoru.



Obr. 16 Rám otáčecího stolu

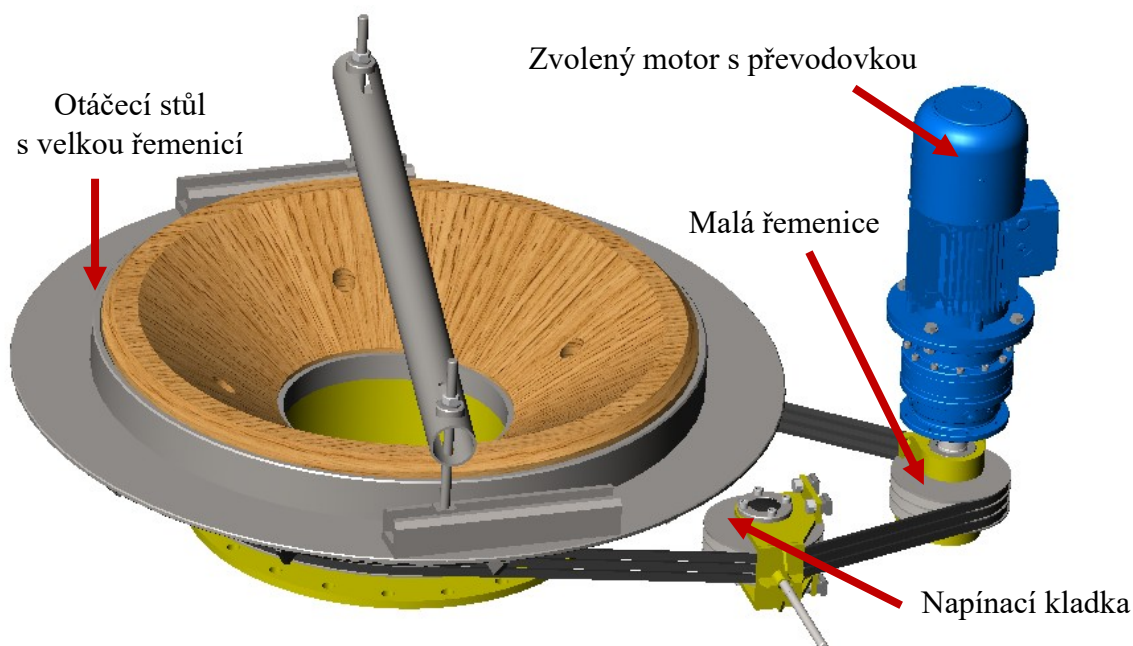
Otáčecí stůl je tvořen několika částmi, viz Obr. 17. Základovou přírubou pro uchycení k rámu a umístění otáčecího se ložiska. Ložisko jsem zvolil velikosti 7088 AM, které má statickou únosnost 1320 kN a dynamickou únosnost 650 kN. Další potřebné parametry viz příloha A. Při zatěžování ložiska jsem bral v úvahu celé zatížení působící na ložisko, kterými jsou samotná koule společně se stolem. Výpočet je proveden v kapitole 7.3.



Obr. 17 Zástavba otáčejícího stolu

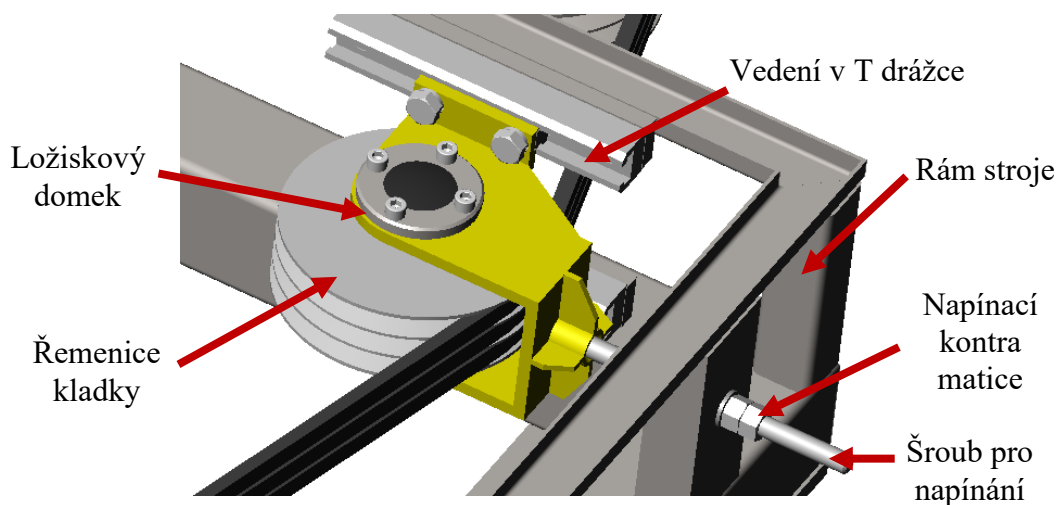
Ložisko je těsněno proti vnikání nečistot a proti úniku maziva z ložiskového prostoru. Z druhé strany ložiska je přírubový díl s drážkami pro řemeny. Na ten se umísťuje stůl, který je stažen k přírubě šrouby a při výměně řemenů je možné ho rozebrat. Stůl je základnou pro dřevěnou vložku, na které leží koule. Vložku je možné vysunout pomocí lepených matic. Montážními oky nebo normálními šrouby, které jsou menšího rozměru než výše zmíněné matice, je možné stáhnout přírubu z ložiska.

Pro pohon stolu jsem se rozhodl zvolit přibližnou rychlost otáčení stolu $n_s = 21 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. To je kolem poloviny z maximálních otáček, viz kapitola 7.1. Motor jsem volil kombinovaný s planetovou převodovkou firmy Rossi typu R 2EL 001 A 28 x 250 100 LA 4, viz katalog a. v příloze E - DVD (dostupné online, [13]). Jedná se o $P_m = 2,2 \text{ kW}$ motor, který má na výstupu převodovky $80,6 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a moment 245 Nm .



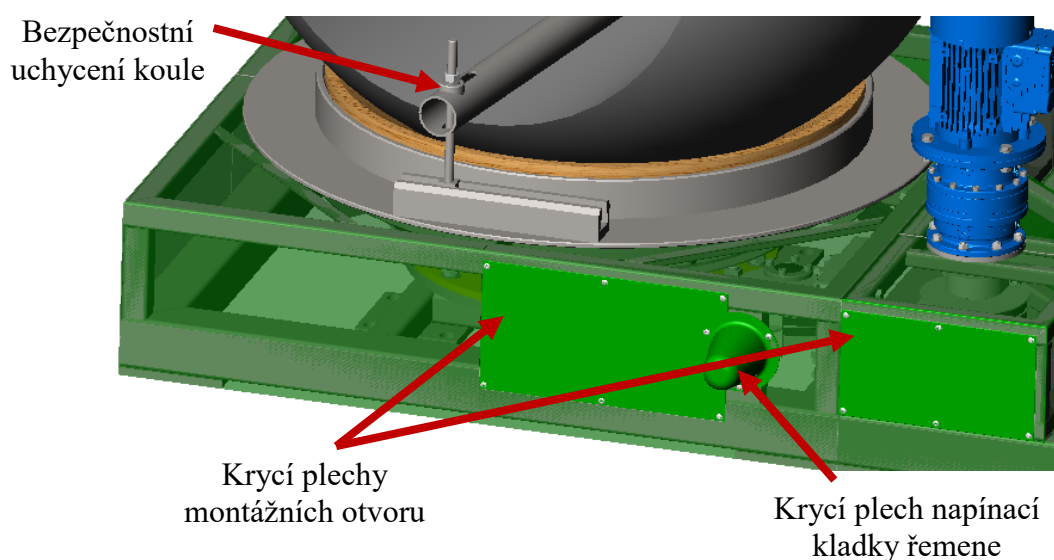
Obr. 18 Zvolený motor s převodovkou v kombinaci s řemenovým převodem.

Jak jsem zmínil výše, tak k motoru s převodovkou použiji řemenový převod. Není nutné volit ozubený řemen, protože otáčky bez prokluzu nejsou nutné a výroba řemenice na přírubě je snadnější. Malá řemenice nebude umístěna přímo na hřídel planetové převodovky, ale na samostatné hřídeli uložené v ložiskách z důvodu odstranění radiálního namáhání ložisek převodovky a usnadnění výměny namáhaných ložisek. Pro řemenový převod jsem se rozhodl použít napínací kladku, která bude umístěna na rámu stolu. Kladka bude v T vedení a bude napínat řemen pomoci šroubu s kontra maticemi, viz Obr. 19. Výpočet řemenového převodu je v kapitole 7.2.



Obr. 19 Napínací kladka řemene

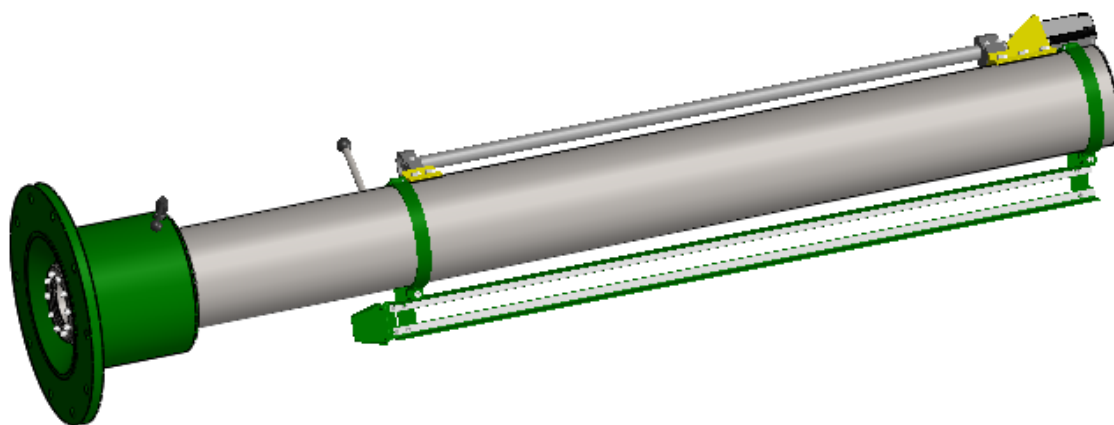
Lapovaná koule je přichycena trubkou za otvor pro průtok kapaliny, viz Obr. 20. Jedná se o bezpečnostní uchycení, protože samotná hmotnost koule nám zajistí dostatečnou třecí sílu pro zachycení kroutícího momentu. Taky se nemusíme bát problému s odstředivou silou, protože se stůl otáčí pomalu. Trubka může být potažena plastem, gumou či jiným materiálem, aby nedocházelo k podřetí otvoru koule. Samotné přichycení je využitím lyžiny s T drážkou a T prvku v kterém je zašroubovaný šroub. Z horní strany se stahuje matice přes tvarovou podložku. Tento typ uchycení je z důvodu, kdy během umisťování koule není nutnost umístit kouli přesně do dřevěné vložky.



Obr. 20 Bezpečnostní uchycení koule ke stolu

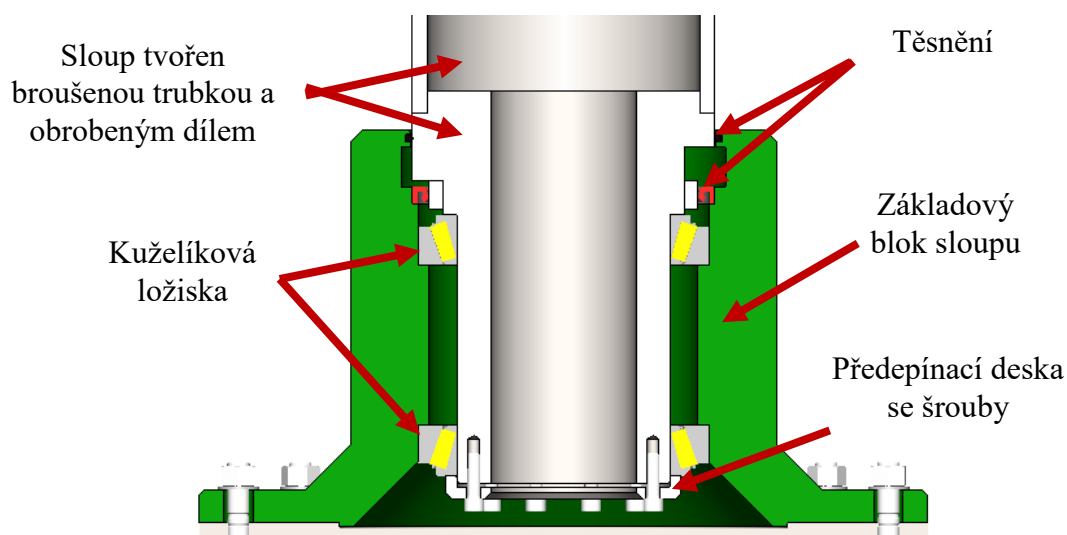
5.2. Sloup lapovacího stroje

Rozhodl jsem se pro daný typ stroje použít sloupovou konstrukci. Sloup slouží pro vertikální vedení ramene stroje pomocí servomotoru s pohybovým šroubem. Kluzná plocha v rameni je tvořena bronzovým vedením, znázorněno na Obr. 25. Sloup je z broušené trubky velkého průměru, na kterou je přivařený díl, jenž bude obroben pro uchycení ložisek, viz Obr. 22.



Obr. 21 Sloup

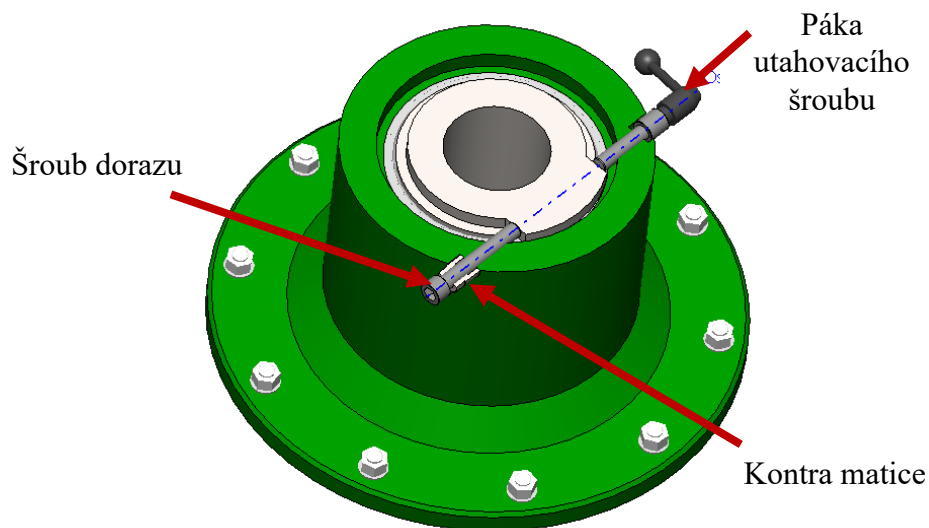
Sloup je v základovém bloku přichycen v předepnutých kuželíkových ložiskách, které jsou namáhány pouze staticky.



Obr. 22 Uložení sloupu v základovém bloku

Sloup je natáčecí a má možnost nastavení dorazové polohy tak, abychom zajistili v pracovní poloze nástroje jeho souosost se stolem. Doraz je řešen šroubem a zajištěn kontramatkou (Obr. 23). V základovém bloku je umístěna páka, kterou dochází k uvolnění sloupu pro otáčení. Po odšroubování páky je možné sloup otočit směrem k pomocnému stolu do servisní polohy. Tam může probíhat výměna lapovacích nástrojů, mazání

požadovaných částí a celková údržba. Pokud by se požadovala automatizace otáčení sloupu, tak je možné tuto část řešit šnekovým převodem, který by otáčel servopohon.



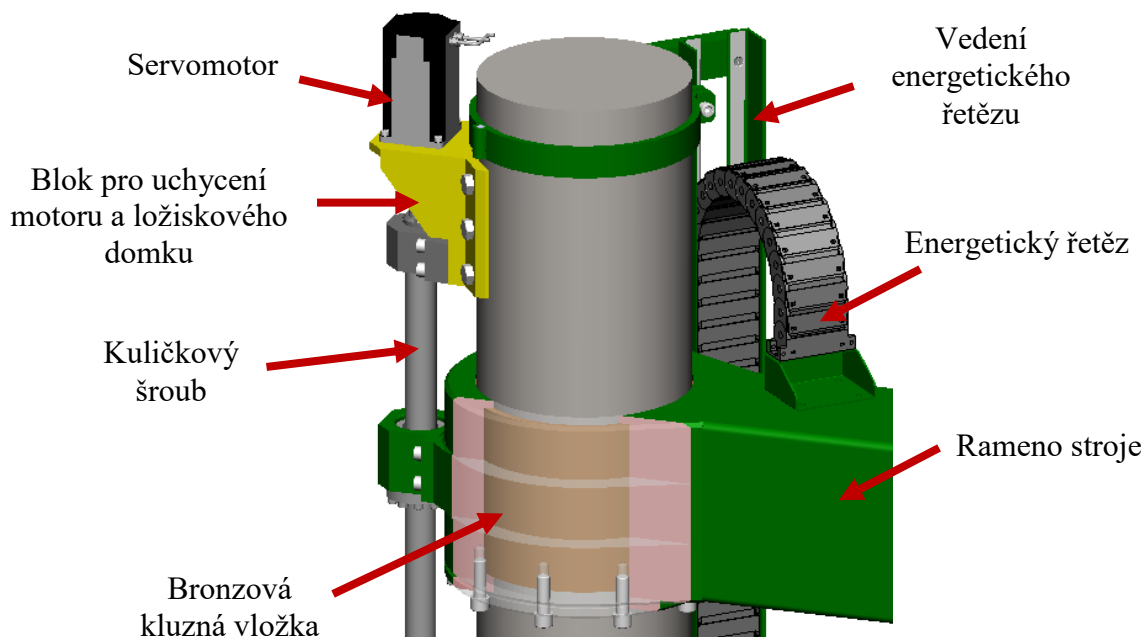
Obr. 23 konstrukce dorazu a páky pro otáčení stroje.

Pro pohon kuličkového šroubu pro vertikální pohyb ramene jsem zvolil servomotor Kollmogen 240 Vac AKM42E, viz katalog b. v příloze E (dostupné online, [14]). Ten má nominální moment $T_{rated} = 3,42 \text{ Nm}$ a nominální otáčky motoru $n_v = 1800 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Dále jsem zvolil kuličkový šroub typu SND firmy SKF o průměru $d_{v0} = 40 \text{ mm}$ a s roztečí kuliček $P_v = 5 \text{ mm}$, viz katalog c. v příloze E (dostupné online, [15]). Statická únosnost kuličkového šroubu je $65,6 \text{ kN}$, Dynamická únosnost je $C_{dyn,š} = 25,6 \text{ kN}$. Kontrolní výpočet je proveden v kapitole 7.5.



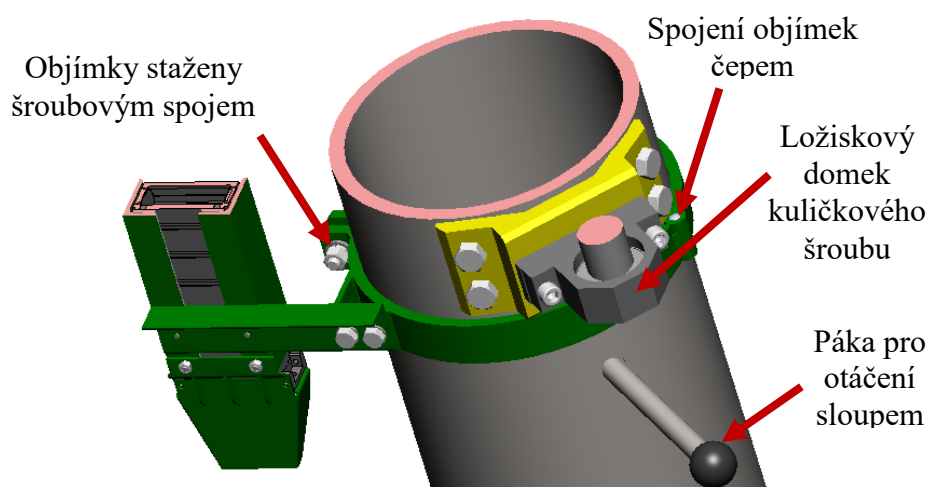
Obr. 24 Ilustrační obrázky, zleva servomotor Kollmogen typ AKM 42, zprava spojka KTR Radex NC [14][16]

Spojení šroubu a servomotoru je provedeno spojkou KTR Radex v provedení NC 20 DK 2.6 19 2.6 25. Typ NC se doporučuje pro bezvůlové spojení u aplikací se servopohony. Více viz technický list j. příloze E (dostupné online, [16]).



Obr. 25 Zástavba horní části stroje s částečným řezem bloku ramene

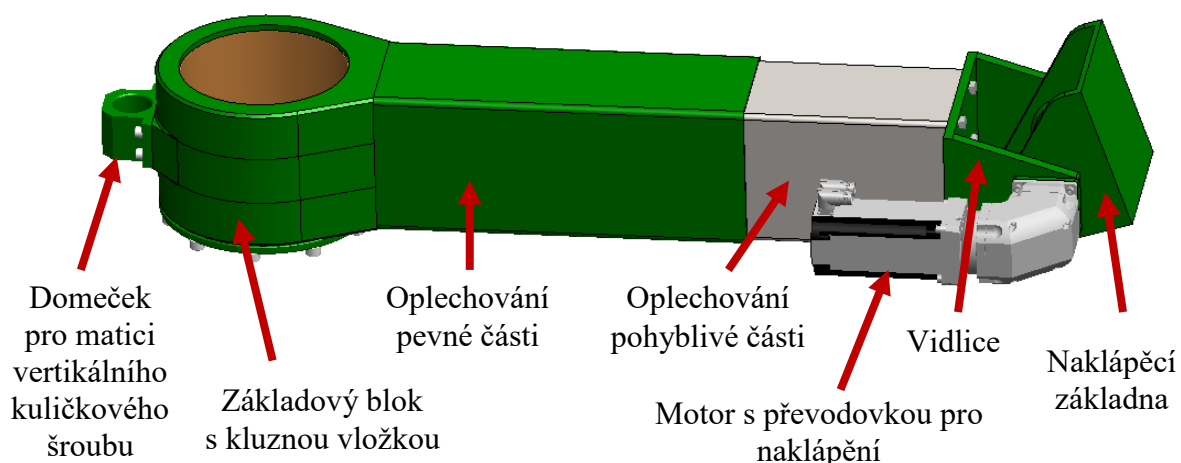
Na sloupu je umístěna páka pro snadnější otáčení sloupem (Obr. 26) a také objímky, kterými je uchycený energetický řetěz a jeho vedení. Objímky jsou dělené, spojené nalisovaným čepem. Dělené jsou z toho důvodu, aby je bylo možné sejmout nebo nasadit i po složeném stavu celého stroje.



Obr. 26 Zástavba spodní části pohybového šroubu v řezu horizontální rovinou

5.3. Rameno lapovacího stroje

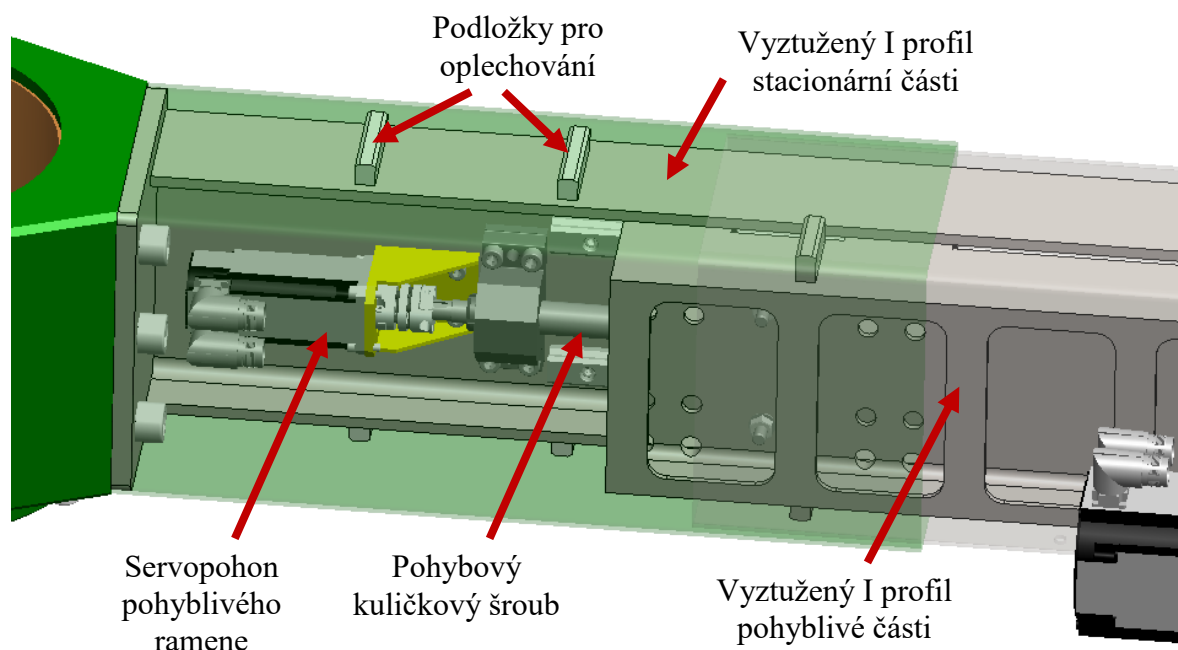
Rameno stroje je tvořeno dvěma částmi. Jednu část budeme nazývat pevnou (stacionární) a druhou pohyblivou částí, jak je znázorněno na Obr. 27.



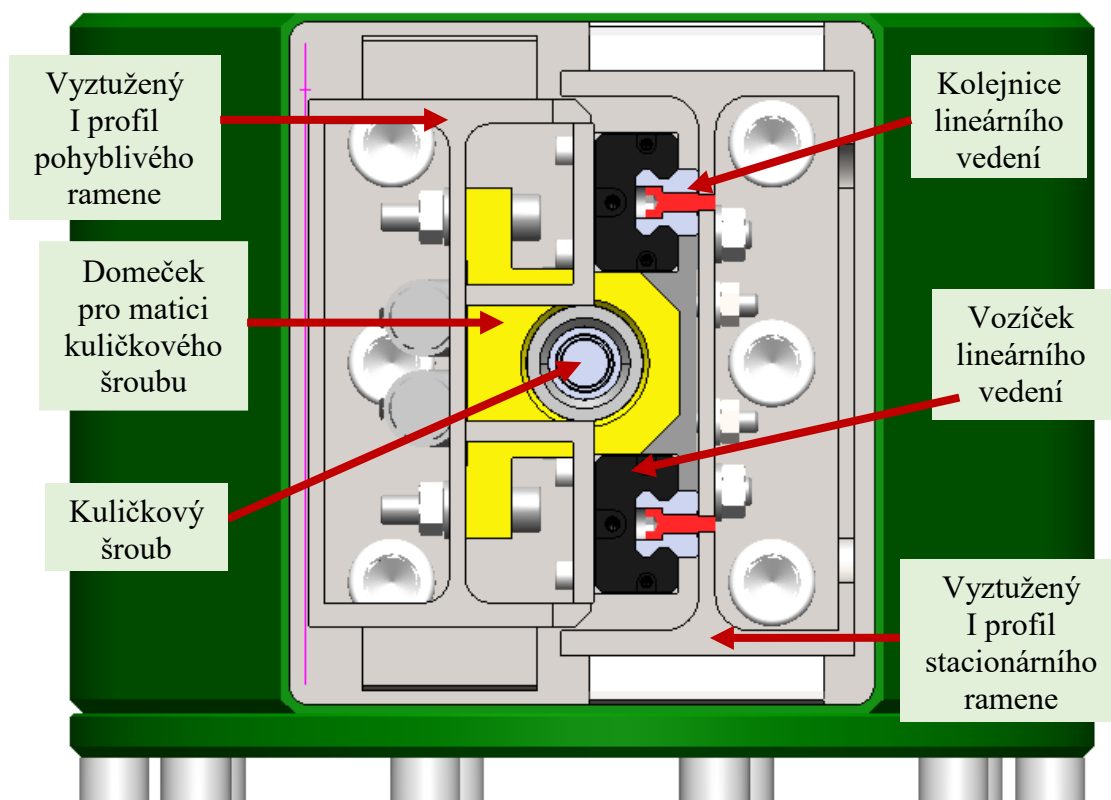
Obr. 27 Popis ramene

Stacionární část je základnou pro pohyblivou část a je v ní umístěna kluzná vložka, která vede rameno ve sloupu. Základový blok, ve kterém je vložka, je tvořen svařenými výpalky o tloušťce 80 mm. Ty jsou po svaření obrobeny na požadované rozměry. Na jedné straně základového bloku je domeček pro upevnění matice kuličkového šroubu. Samotná konstrukce ramene je oplechována. Na konci pohyblivé části ramene se nachází vidlice, ke které je upevněna otočná základna pro pohony a přitlačování hlavy.

K základovému bloku je šrouby připevněna část ramene, jejíž základ je tvořen vyztuženým I profilem. Na profilu se nachází servomotor s pohybovým šroubem pro horizontální pohyb pohyblivé části, viz Obr. 28.



Obr. 28 Konstrukční řešení pohyblivého ramene



Obr. 29 Konstrukční řešení pohyblivého ramene v řezu

Pohyblivá část je opět tvořena upraveným I profilem. Profil je se stacionární částí spojen lineárním vedením firmy SKF typu LLTH o velikosti 25 a přesnosti P5, viz katalog c. v příloze E. Vedení jsou dvě a na každém jsou umístěny dva vozíky. Pro snadné mazání vozíků jsou vyvedeny mazací hadice směrem k vidlici pohyblivého ramene, kde budou umístěny mazací hlavice.



Obr. 30 Vozík lineárního vedení [15]

Servopohon použitý pro horizontální pohyb je opět firmy Kollmorgen, nyní je to typ 120 Vac AKM22C, který má nominální moment $T_{rated} = 0,84 \text{ Nm}$ a nominální otáčky motoru jsou $n_{rated} = 1000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Výpočet potřebného momentu je v kapitole 7.6. Použitý pohybový šroub pro pohon pohyblivého ramene je jako u vertikálního šroubu firmy SKF typu SND s roztečí $P_H = 5 \text{ mm}$ a průměrem $d_{H0} = 20 \text{ mm}$. Stejná typová spojka, jaká byla použita pro vertikální pohyb má nyní kód NC 10 DK 2.6 9 2.6 15.

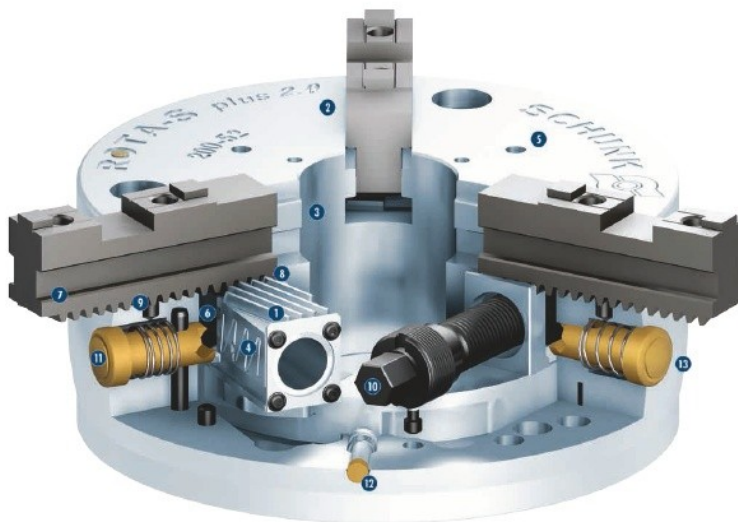
Naklápěcí základna motoru a potažmo celého lapovacího prstence hraje roli při lapování. Při naklopení prstence můžeme zvětšit lapovanou plochu. To se používá zejména z důvodu zlepšení přechodu mezi lapovanou funkční částí a zbytkem koule. Když se lapuje pouze místo sedla, tak úběrem materiálu může dojít k vytvoření hrany, která je na kouli nežádoucí. Pro pohon naklápění jsem použil servomotor Kollmorgen 240 Vac AKM 53H s úhlovou převodovkou firmy Apex dynamics typu AFR100 s převodovým číslem $i=10$, viz katalog f. v příloze E (dostupné online, [19]). Motor má nominální moment roven $10,5 \text{ Nm}$ a špičkový $27,8 \text{ Nm}$. Výpočet potřebného momentu je provedený v kapitole 7.9.

5.4. Lapovací nástroj, jeho upnutí a přitlačování

Pro pohon nástroje jsem se rozhodl použít opět motor s převodovkou firmy Rossi typu R 3EL 001 A 19 x 200 80 B 4. Motor má nominální výkon 0,75 kW. Hmotnost s převodovkou je 35kg. Na výstupu z převodovky je nominální moment $M_m = 279 \text{ Nm}$ a otáčky jsou $23,4 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Převodovka bude mít přírubové ukončení hřídele, čímž snížíme další zástavbové rozměry oproti použití hřídele se spojkou.

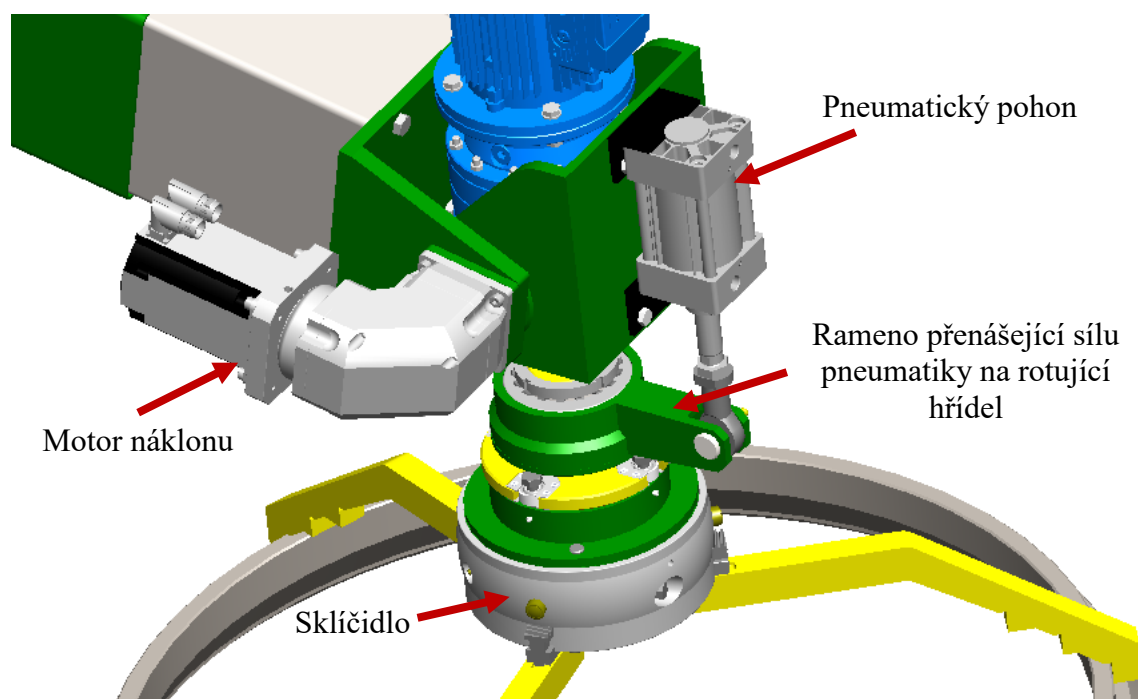
Jelikož bude možné lapovat kouli pomoci sedla a nástroje o různých rozměrech, tak jsem se rozhodl k jejich držení použít sklíčidlo. Rozměry sklíčidel jsou převážně do průměrů 500 mm, ale je možné najít i čelisti s upínacím průměrem až 1 000 mm. Tyto sklíčidla jsou ale hmotné, velké a drahé. Proto jsem se rozhodl navrhnout vlastní upínací čelisti ke sklíčidlu a tím zvětšit upínací průměry.

Pro uchycení lapovacího prstence jsem se rozhodl použít sklíčidlo firmy Schunk typu ROTA-S plus 2.0 250-62, viz katalog d. v příloze E (dostupné online, [17]). Jelikož sklíčidlo vybavuji vlastními, delšími čelistmi, tak je důležité vypočítat, zda síly v tělese sklíčidla nepřekročí požadovanou mez. To provádím podle katalogu firmy SCHUNK. Kontrolu provádím v kapitole 7.7.

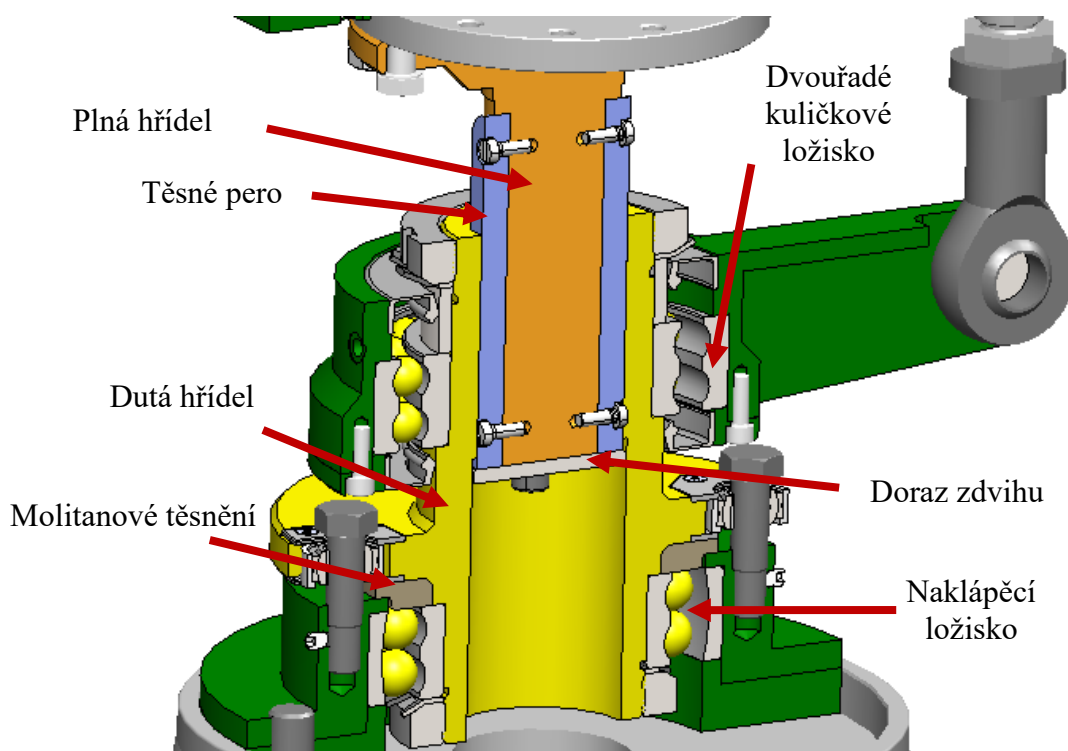


Obr. 31 Ilustrační obrázek sklíčidla ROTA-S plus 2.0 [17]

Lapovacím nástrojem je prstenec nebo sedlo, který tlačí na kouli nejen přítlačným pneumatickým válcem, ale taky hmotností prstence nebo sedla, sklíčidla a přítlačné konstrukce. U volby pneumatického válce jsem snížil potřebnou sílu o tíhovou sílu danou hmotnostmi, které nám pomáhají přitlačovat prstenec. Výpočet je v kapitole 7.8. Jako přítlačný pneumatický válec jsem použil dvojčinný pneumatický motor firmy Parker o velikosti válce 80 mm a velikosti pístnice 25 mm, viz katalog e. v příloze E (dostupné online, [17]). Motor má udávanou maximální teoretickou sílu 2959 N. Samotné řešení konstrukce přítlačné části je patrné z Obr. 32 a Obr. 33. Od pístnice motoru je přes rameno přenášena síla na dvouřadé kuličkové ložisko. To přenáší axiálně síly přes dutou hřídel na naklápěcí ložisko a následně ke sklíčidlu. Naklápěcí ložisko je důležité zejména z důvodu co nejlepšího dosednutí nástroje na kouli. Tím dojde k odstranění problémů, ke kterým dochází v praxi, že je přitlačován nástroj na jedno místo koule a může dojít až k zadření. Pro přenášení rotačních sil z hlavního motoru je použita plná hřídel, která je umístěna v duté hřídeli a krouticí moment je přenášén přes dvě pera.

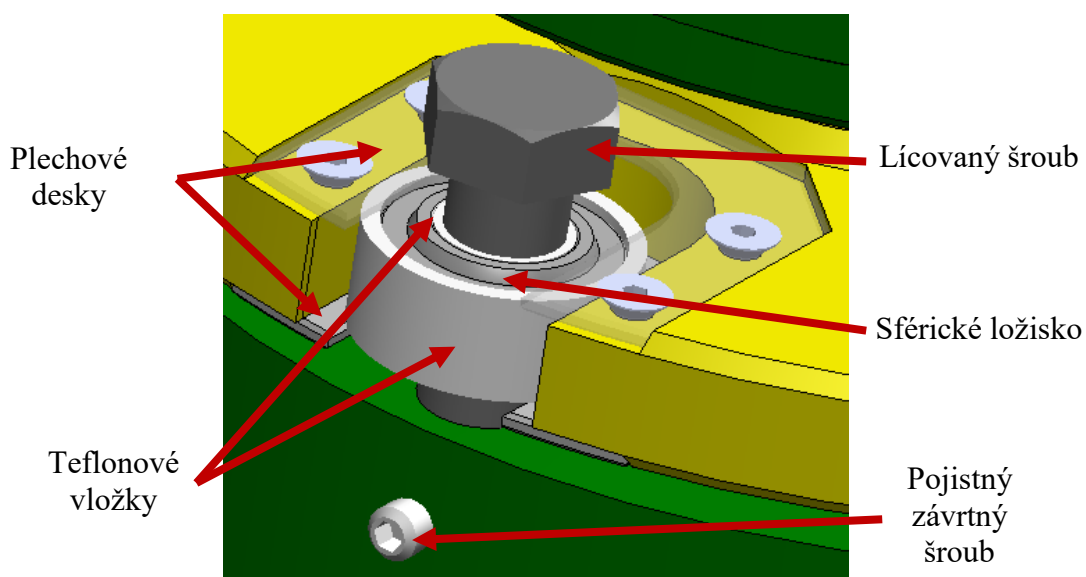


Obr. 32 Přítlačný pneumatický válec s přítlačnou hlavou



Obr. 33 Detail přítlačné konstrukce

Aby byl umožněn přenos kroutícího momentu i přes naklápečí ložisko, navrhl jsem další konstrukční uzel, viz Obr. 34. Ten se skládá ze sférických ložisek, na které jsou nalisované pouzdra z polytetrafluorethylenu (PTFE). Je možné použít i klasické naklápečí ložiska. Teflonové pouzdra slouží ke snadnému klouzání po plechových deskách a lícovaném šroubu. Touto konstrukcí se zajistí přenos krutu a zároveň díky naklápečímu ložisku uvolnění prstence pro přesné dosednutí na kouli.



Obr. 34 Konstrukce umožňující přenos krutu při současném naklápění

Lapovací prstence pro požadované typy koulí budou vyrobeny z litiny, aby bylo co nejmenší riziko zadření nástroje s koulí. Jak bylo zmíněno výše, upnutí prstenců bude vlastními čelistmi. Vlastní navržené čelisti, které jak je patrné z Obr. 32 jsou konstruované pro více upínacích průměrů prstenců. Pro požadovaný lapovací rozsah koulí s DN500 až DN1000 budou používány dva sety čelistí. Jeden je pro rozsahy DN500, DN600, DN700. Druhý set bude pro rozsahy DN800, DN900, DN1000. Jelikož mohou být čelisti dalším kritickým místem, tak jsem pomocí MKP (Metody Konečných Prvků) analýzy provedl jejich kontrolu, která je v kapitole 6.

5.5. Vlastnosti stroje a zajištění bezpečnosti

Jako podstatnou věc vstupující do navrhování stroje kladu důraz na bezpečnost provozu stroje. To hraje důležitou roli v předcházení úrazům na pracovišti nebo škodám při samostatné výrobě. Proto je nutné brát na tyto záležitosti ohled a v této kapitole se zmíním o samotném provozu stroje.

Pro řízení stroje bude použitý PLC systém (Programmable Logic Controller) ve kterém bude naprogramováno řízení celého stroje podle daných požadavků. Sloup navrženého stroje bude obsahovat čidlo koncové polohy páky umožňující uvolnění sloupu pro otáčení. To z toho důvodu, aby nemohlo dojít k uvolnění sloupu a následným škodám. Zapnout motory pro otáčení lapovacího prstence bude stroji umožněno pouze v případě sepnutého čidla. Při klidové poloze sloupu budou otáčky stolu omezeny na minimum, aby bylo umožněno při ustavování koule natočit stůl dle potřeby. Pneumatický motor bude v jeho horní poloze a přívodu brusného média bude zabráněno. Jakmile bude senzor sepnutý, tak může začít proces samotného lapování. V PLC systému budou připraveny rozměry lapovaných průměrů, které budou stroji povolovat požadované rozmezí otáček a zejména přítlaku pneumatického motoru. Tlak pneumatiky bude snímán a podle něj bude proporcionálním ventilem řízen vstup stlačeného vzduchu do motoru. Samotné lapování bude mít možnost automatického průběhu, nebo manuálního, kde bude obsluha stroje mít po odheslování možnost nastavovat požadované parametry. Tím může zefektivňovat proces lapování nebo využívat lapování i pro atypické koule.

Jako lapovací oleje mohou být použity buď Paramo FIN2, CUT3, FIN5 nebo Kemet Universal Lapping oil. Pro dopravu lapovacích olejů navrhuji motor

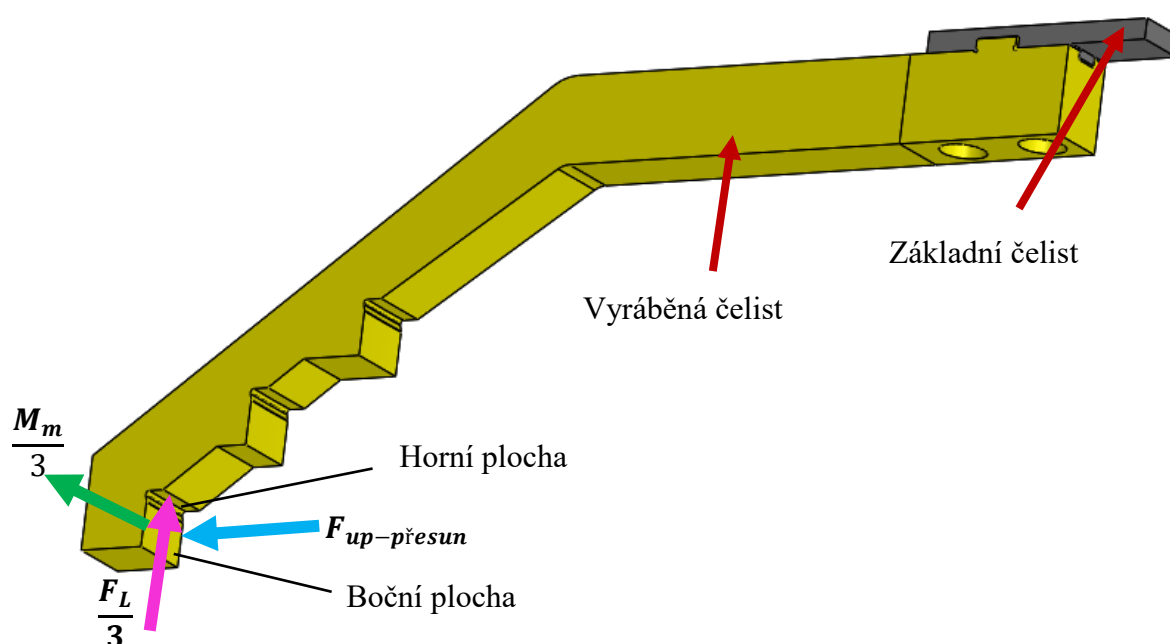
Viscomat DC 120/1 12 V PST. Technický list je k nahlédnutí v příloze E (dostupný online, [20]). Sací hadici je možné vložit přímo do kádě nebo kanystru požadovaného lapovacího oleje. Podle potřeby je možné dané lapovací oleje měnit a tím zvyšovat, nebo snižovat brousící výkon při lapování.

V kapitole 5 byla představená konstrukce navrženého stroje, včetně parametrů motorů a dalších funkčních částí. Byly popsány funkce stroje a bylo pojednáno o bezpečnosti a přívodu lapovacích médií.

6. MKP analýza

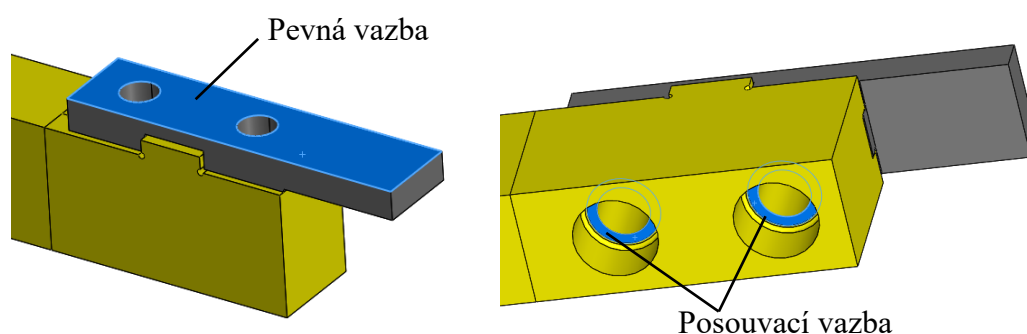
V této kapitole je znázorněno celé zadání simulace. Od vazeb uchycení přes působení sil a úpravu sítě až ke zhodnocení analýzy. Simulace byla provedena programem SOLIDWORKS Simulation.

Pro analýzu jsem nejdříve určil síly, které budou působit na čelist. Jako první sílu jsem volil lapovací sílu tlačící na jednu čelist $F_L/3$, viz rovnice (2), která působí ve svislém směru. Síla je znázorněna v obrázku Obr. 35 růžovou barvou. Další je upínací síla $F_{up-přesun}$ působící od sklíčidla, její výpočet je v rovnici (25) a je značena modrou barvou. Jako poslední do výpočtu vstupuje síla působící od kroutícího momentu $M_m/3$, zobrazena zelenou barvou. Přítlačná síla $F_L/3$ je zadána na horní plochu čelisti a ostatní dvě na boční plochu.



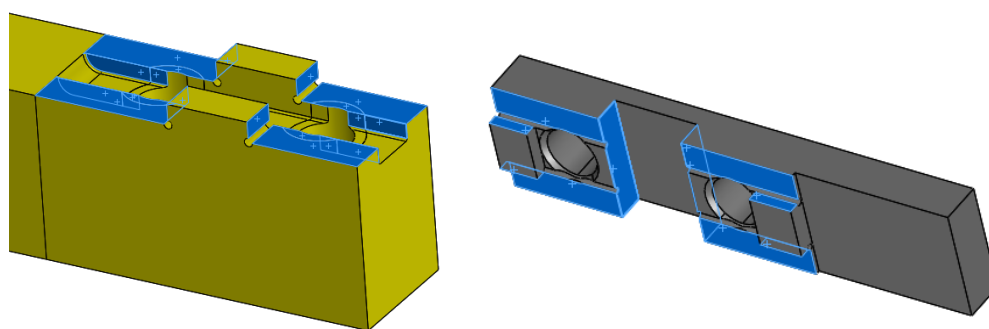
Obr. 35 Působící síly v MKP analýze

Pro uchycení v 3D prostoru jsem volil použití pevné vazby na základní čelist, kterou jsem ořízl pro zmenšení počtu výpočtových elementů, viz Obr. 36. Místo šroubů, které spojují čelisti jsem použil vazbu posouvající, která zabráňuje posunu ve směru kolmém k zadané ploše, ale v ostatních směrech je pohyb povolen. Tímto uchycením odebíráám pohyb, který ve skutečnosti zachycují šrouby. Pro umožnění této vazby jsem musel na čelisti udělat úpravu dílu. Udělal jsem řez plochy kružnici o průměru hlavy šroubu, za kterou jsem následně posouvající vazbu přichytil. Pro uchycení čelistí je použitý šroub M12 normy DIN 912.



Obr. 36 Vazby v MKP analýze s pohledem shora a zespod

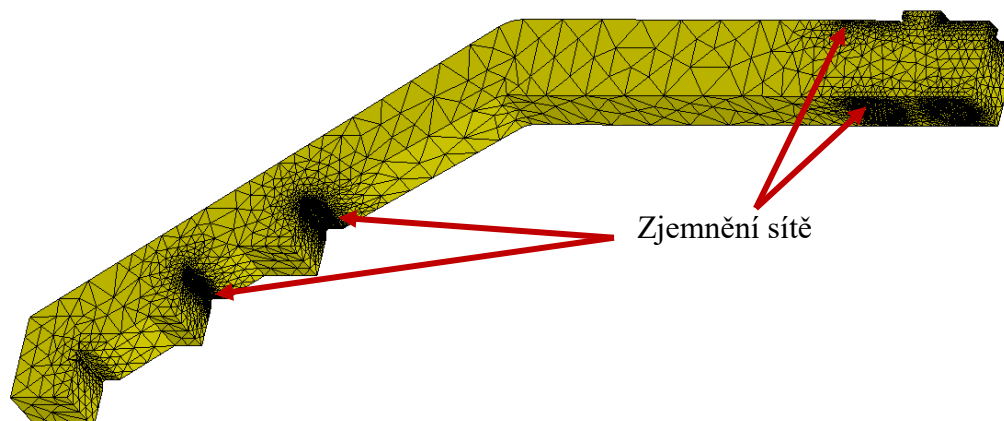
Jelikož jsem se rozhodl udělat simulaci pomocí dvou dílů, tak musím zadat dotyky mezi základní a vyráběnou čelistí. Dotyk mezi čelistmi jsem volil bez průniku, čímž jsem zrealizoval skutečný kontakt, ke kterému dochází na plochách. Realizované plochy dotyku jsou na Obr. 37 znázorněny modrou barvou.



Obr. 37 Zobrazení dotyků mezi čelistmi

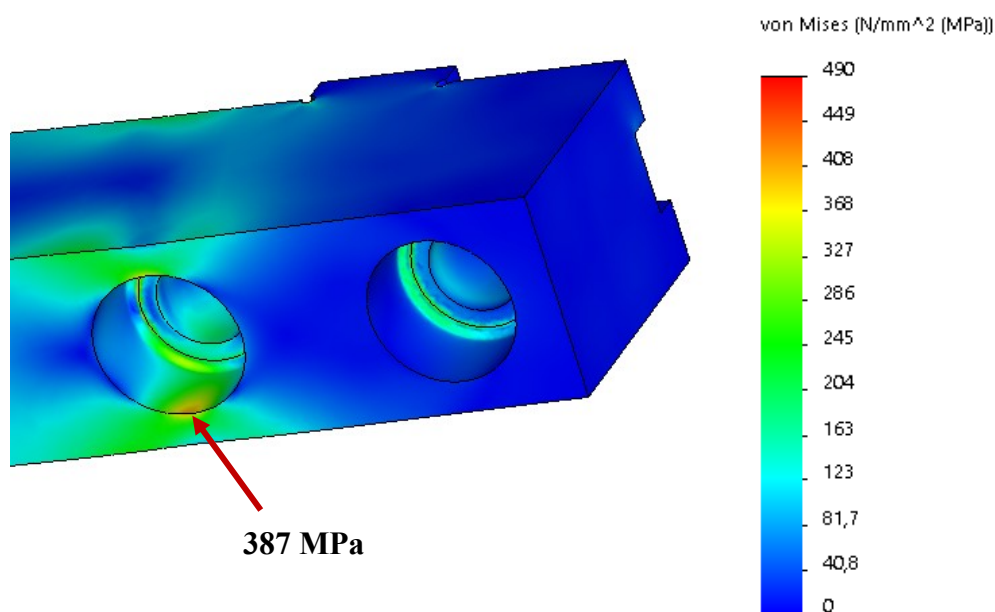
Základní síť jsem nechal vytvořit na základě zakřivení. Po první analýze jsem provedl úpravy sítě v místech zvýšeného napětí na šířku prvku velikosti 1 mm. Tím jsem získal zpřesnění výsledků u kritických míst. Menší prvky jsem situoval do míst dotyku, zahloubení pro šrouby a v místech pro upnutí prstenců pro lapování menších koulí než je

typ DN1000. Zobrazení sítě jde vidět na Obr. 38. Při vytváření sítě vzniklo 215 200 uzlů a 139 788 prvků.



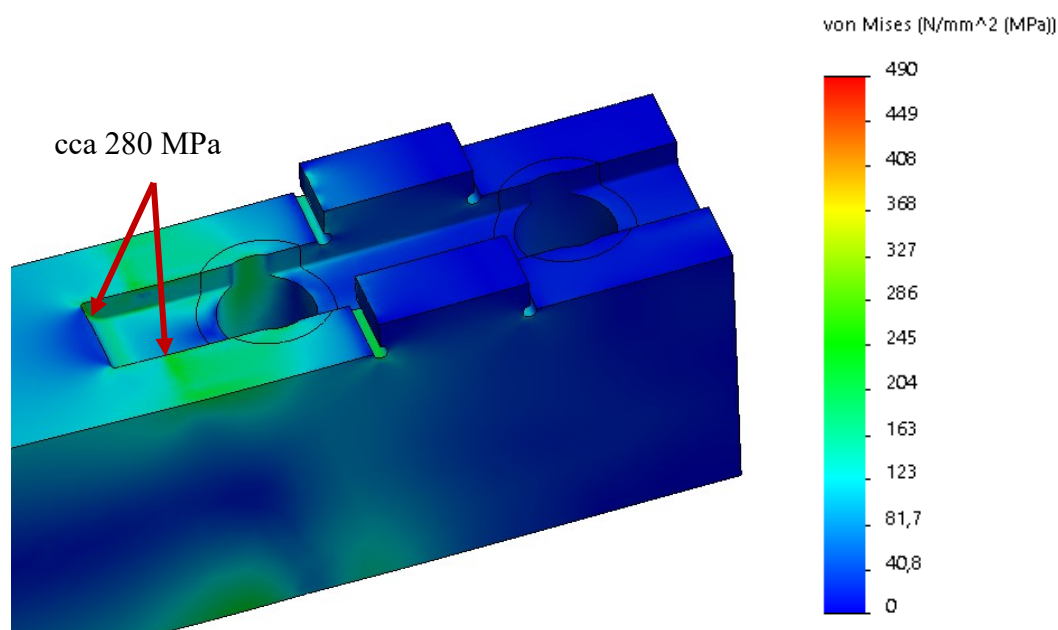
Obr. 38 Zobrazení upravené sítě

Po výsledné simulaci jsem mohl přejít ke zhodnocení výsledků. Maximální hodnota napětí je v místě otvoru pro šrouby, viz Obr. 39. To je způsobeno zejména tahovou složkou od síly předeprnutí $F_{up-přesun}$ a vlivem tahové složky z ohybu od přitlačné síly $F_L/3$. Po zjištění maximálních hodnot jsem provedl změny ve vyráběné čelisti, kde jsem snížil napětí úpravou výšky čelisti a její šířky. Maximální napětí výsledné analýzy se blíží 390 MPa a objevilo se u hrany zapuštění pro šroub. Pokud by nebyly použité zápustné šrouby s válcovou hlavou, tak se mohlo dosáhnout ještě menších napětí v kritickém místě.



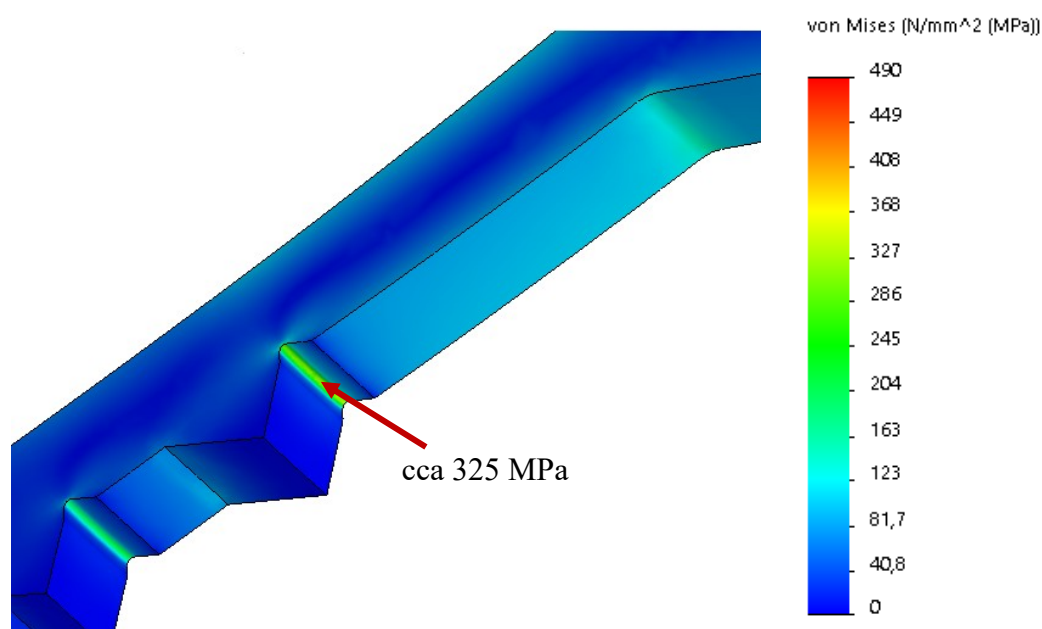
Obr. 39 detail napětí v místě otvoru pro šrouby

V místě dotyku se základní čelistí se objevují zvýšená napětí, která mají hodnoty blížící se 280 MPa.

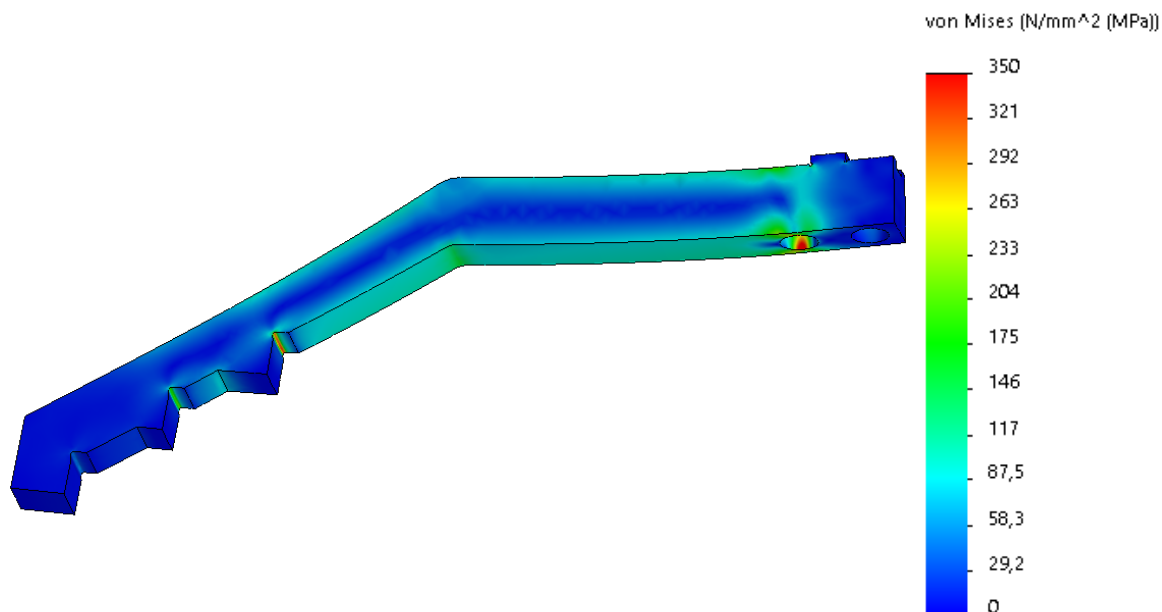


Obr. 40 detail napětí v místě upnutí čelisti

V místech, kde dochází k upnutí prstence pro lapování koule s otvorem DN800 dochází k vytvoření napětí kolem hodnot 325 MPa.



Obr. 41 detail napětí v místě upnutí čelisti



Obr. 42 napětí na celé čelisti

Po analýze jsem se rozhodl použít materiál 16MnCr5, který má minimální mez kluzu $Re = 490$ MPa, viz příloha B (dostupné online, [21]). Nepřekročím tedy požadovanou mez kluzu a materiál vydrží namáhání. Analýzou jsem si rovněž zjistil kritická místa, u kterých se může vlivem cyklického zatěžování dostavit problém. Vzhledem k aplikaci, kde se nebude zatěžování v průběhu procesu lapování pravidelně měnit a maximální lapovací výkon se nebude používat neustále, tak vliv únavového zatěžování můžu zanedbat.

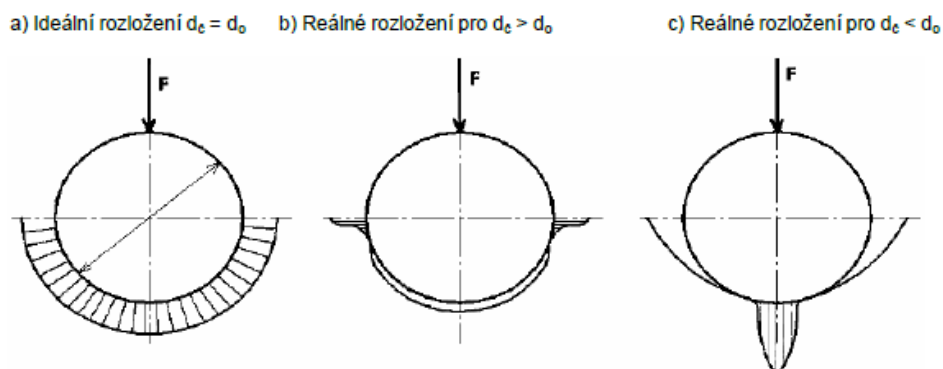
7. Analytické výpočty

V této kapitole jsou provedeny základní výpočty, které byly provedeny na navrhovaném stroji.

7.1. Výpočet počátečních hodnot pro konstrukční návrh

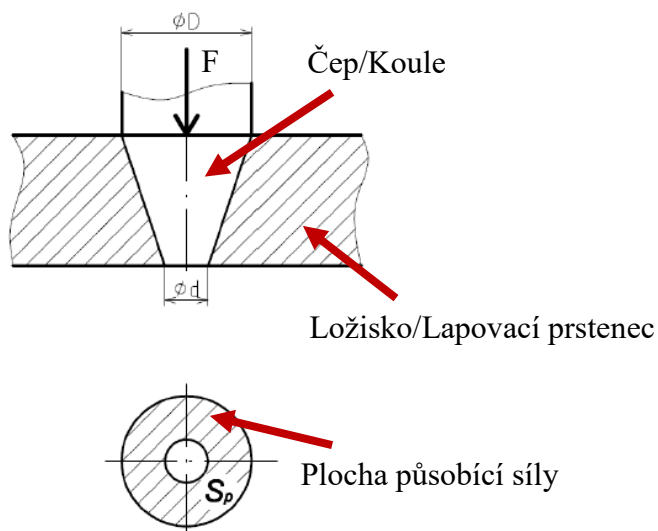
Pro návrh stroje je důležité mít počáteční síly, od kterých můžeme dimenzovat rozměry stroje. Síly jsem určil z informací uvedených v Tab. 3 a z kapitoly 1. Pro výpočtové návrhy stroje jsem používal rozměry nástroje pro největší kouli s DN1000. To z toho důvodu, že dochází k působení tlaku na největší rozměry a tím pádem i největší síly působící na stroj.

Volil jsem maximální přítlak $p = 0,1 \text{ MPa}$. Použil jsem menšího tlaku z důvodu, že při lapování pro těsnění kov na kov může dojít k zadření lapovaných ploch a taky z důvodu výrobních nepřesností koule a nástroje může dojít ke zmenšení stykové plochy, která vyvodí větší tlak v místě lapování, viz Obr. 43. Rychlost lapování jsem se rozhodl použít mezi $10 \text{ až } 70 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. S tím, že v praxi se většinou používá rychlost $30 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 43 Charakteristické případy rozložení měrného tlaku v uložení [22]

Z lapovacího tlaku nyní určím sílu působící na lapovacím prstenci. Pro určení síly vycházím z analogie pro tlaky axiálního kuželového čepu, viz Obr. 44. Samotný výpočet probíhá níže (rovnice (1), (2)). Průměry $D_{s1} = 1015 \text{ mm}$ a $D_{s2} = 1035 \text{ mm}$ jsou průměry, které budou na vyráběném lapovacím prstenci, viz Obr. 10.



Obr. 44 Působení sil na axiální kuželový čep [23]

$$S_N = \frac{\pi \cdot (D_{s2}^2 - D_{s1}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (1035^2 - 1015^2)}{4} = 32201,3 \text{ mm} \quad (1)$$

$$F_L = p \cdot S_N = 0,1 \cdot 32201,3 = 3220,1 \text{ N} \quad (2)$$

Kde:	S_N ...	plocha mezikruží lapovacího nástroje	[mm ²]
	p ...	zvolený lapovací tlak	[MPa]
	F_L ...	maximální síla přitlaku působící na kouli	[N]
	D_{S2} ...	zvolený velký průměr lapovací hrany prstence	[mm]
	D_{S1} ...	zvolený malý průměr lapovací hrany prstence	[mm]

Takto jsem získal úvodní sílu, kterou přitlačuji lapovací nástroj pro největší kouli. Dále můžeme určit kroutící moment, který potřebujeme vyvodit na hřídeli. Pro výpočet vycházím z úvahy, že nedojde k situaci, kdy bude rozběh z klidu bez lapovacího oleje na maximální přitlak. Použiji součinitel tření $f = 0,15$. Ten odpovídá situaci doteku litinového nástroje s ocelovou koulí za pohybu v rozmezí mezi suchým a mazaným dotykem, viz [1]. Předpokládám, že v praxi bude nižší tření působením lapovacího oleje. Samotný výpočet vychází z lapovací síly, součinitele tření a ramene, na které síla působí. Výpočet jsem navýšil o součinitel $k = 1,1$ z důvodů neznámých vlivů na moment.

$$D_S^{DN1000} = \frac{D_{S1}^{DN1000} + D_{S2}^{DN1000}}{2} = \frac{1,015 + 1,035}{2} = 1,025 \text{ m} \quad (3)$$

$$M_{K'} = F_{tř} \cdot \frac{D_S^{DN1000}}{2} \cdot k = F_L \cdot f \cdot \frac{D_S^{DN1000}}{2} \cdot k \quad (4)$$

$$M_{K'} = 3220,1 \cdot 0,15 \cdot \frac{1,025}{2} \cdot 1,1 = 272,3 \text{ Nm}$$

Kde:	$M_{K'}$...	požadovaný maximální moment krutu	[Nm]
	D_S^{DN1000} ...	střední průměr mezi hranami doteku prstence	[m]
	$F_{tř}$...	třecí síla	[N]
	k ...	součinitel navýšení krutu z důvodů neznámých vlivů na moment	[–]
	f ...	součinitel tření mezi nástrojem a koulí	[–]

Nyní mám potřebný moment pro volbu motoru a převodovky. Ještě je nutné získat rozsah otáček na hřídeli a následně můžu zvolit motor s převodovkou a pak můžu dimenzovat zbytek stroje. U rozsahu otáček jsem vypočítal maximální a minimální otáčky pro kouli DN1000, viz rovnice (6) a (7). Podle kapitoly 1 jsem si zvolil rozsah rychlosti lapování $v_{lap-min} = 10 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ a $v_{lap-max} = 70 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

$$v_{lap-max} = \omega \cdot \frac{D_S^{DN1000}}{2} \rightarrow v_{lap-max} = 2\pi \cdot n_{lap-max}^{DN1000} \cdot \frac{D_S^{DN1000}}{2} \quad (5)$$

$$n_{lap-max}^{DN1000} = \frac{v_{lap-max}}{\pi \cdot D_S^{DN1000}} = \frac{70}{\pi \cdot 1,025} = 21,74 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (6)$$

$$n_{lap-min}^{DN1000} = \frac{v_{lap-min}}{\pi \cdot D_S^{DN1000}} = \frac{10}{\pi \cdot 1,025} = 3,1 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (7)$$

Kde: $v_{lap-min}$... minimální rychlost lapování [m · min⁻¹]
 $v_{lap-max}$... maximální rychlost lapování [m · min⁻¹]
 ω ... úhlová rychlost [rad · min⁻¹]
 $n_{lap-max}^{DN1000}$... maximální otáčky pro lapování průměru DN1000 [ot · min⁻¹]
 $n_{lap-min}^{DN1000}$... minimální otáčky pro lapování průměru DN1000 [ot · min⁻¹]

Dále jsem dopočítal hodnoty pro kouli DN500 a hodnoty jsem zanesl do Tab. 4. Zvolený velký a malý průměr lapovací hrany prstence jsem volil 530 a 500 mm. Podle hodnot jsem zvolil požadovaný rozsah otáček, který je v rozmezí 3,1 až 43,27 ot · min⁻¹.

Tab. 4 Požadované otáčky

Typový rozměr koule	Minimální otáčky [ot · min ⁻¹]	Maximální otáčky [ot · min ⁻¹]
DN500	6,2	43,27
DN1000	3,1	21,74

7.2. Výpočet řemenového převodu pro pohon stolu

K motoru s převodovkou použiji řemenový převod s převodovým číslem $i = 4$, jehož velikost a počet řemenů je vypočítán níže podle katalogu firmy SKF, viz katalog g. v příloze E (dostupné online, [24]). Nejdříve jsem vypočítal požadovaný výkon podle prostředí, ve kterém bude řemen pracovat. Výkon motoru stolu navyšuji o hodnotu provozního součinitele $C_2 = 1,2$. Ta odpovídá lehkému provozu s více než 16 hodinami provozu denně. Následně volím z rozměrů normalizovaných řemenic průměry $D_1 = 200 \text{ mm}$, $D_2 = 800 \text{ mm}$. Ty vyhovují zvolenému převodovému poměru. Podle grafu závislosti výkonu na otáčkách volím úzký klínový řemen typu SPB a určuji jeho jmenovitý

výkon. Jelikož jsou zvolené otáčky menší než $100 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ od kterých jsou požadované výkony řemenu vypsány, tak budu odhadem snižovat i přenášený výkon. Pro $100 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ se udává jmenovitý výkon 1,26 kW a díky většímu převodovému číslu než je 1,59 ho můžu navýšit o 0,05 kW. Součet je tedy 1,31 kW. Já ho snižuji na 1,1 kW z výše uvedených důvodů. Dále jsem pomoci součinitelů $C_1 = 1$ a $C_3 = 0,82$ určil skutečný výkon, který řemen přenese. C_3 odpovídá úhlu záběru řemenu na malé řemenici, který se může snížit až k 120° vlivem použití vnitřní napínací kladky.

$$P_d = P_m \cdot C_2 = 2,2 \cdot 1,2 = 2,64 \text{ kW} \quad (8)$$

$$P_r = P_b \cdot C_1 \cdot C_3 = 1,1 \cdot 1 \cdot 0,82 = 0,9 \text{ kW} \quad (9)$$

$$N = \frac{P_d}{P_r} = \frac{2,64}{0,9} = 2,93 \quad (10)$$

Kde:	C_2 ... provozní faktor	[–]
	C_1 ... faktor závislý na délce řemene	[–]
	C_3 ... faktor závislý na úhlu záběru malé řemenice	[–]
	P_d ... navrhovaný výkon	[kW]
	P_m ... výkon motoru	[kW]
	P_r ... jmenovitý výkon řemene	[kW]
	P_b ... základní jmenovitý výkon řemene	[kW]
	D_1 ... roztečný průměr malé řemenice	[mm]
	D_2 ... roztečný průměr velké řemenice	[mm]
	N ... požadovaný počet řemenů	[–]

Řemenovým převodem se zvýší kroutící moment a tím zvětšíme i dynamiku otáčejícího stolu, kdy se nebude rozbíhat příliš dlouho. Použiji klínový řemen velikosti typu SPB se třemi řemeny. Podle tabulky volím základní osovou vzdálenost $CC = 942 \text{ mm}$ a délku řemene $L_d = 3550 \text{ mm}$. Pomoci softwaru firmy SKF Power Transmission Calculations 3.1.2 jsem zjistil, jaké hodnoty budou působit na ložiska (Příloha C). Hodnota zatížení ložisek pro nové řemeny $F_r = 7191,47 \text{ N}$. Tady se ale jedná o uspořádání bez vnitřní napínací kladky, u které se bude při napínání snižovat síla působící na ložiska.

7.3. Výpočet ložiska stolu

Pro výpočet ložiska stolu jsem počítal se zatížením jak hmotnosti koule, tak stolu působícího na ložisko. Hmotnost kompletního stolu je kolem 350 kg, koule váží 4918 kg. Celkem tedy $m_a = 5268$ kg. Hodnoty ložiska jsou uvedeny v příloze A.

$$P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a = X \cdot F_r + Y_2 \cdot m_a \cdot g \quad (11)$$

$$P = 0,39 \cdot 7191,47 + 0,76 \cdot 5268 \cdot 9,81 = 42080,8 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{\frac{n_{PS}}{i} \cdot 60} = \left(\frac{650000}{42080,8} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{\frac{80,6}{4} \cdot 60} \quad (12)$$

$$L_h = 3048328 \text{ hod}$$

$$F_{am} = A \left(\frac{\frac{n_{PS}}{i}}{1000} \right)^2 = 13,4 \left(\frac{\frac{80,6}{4}}{1000} \right)^2 = 0,00548 \text{ kN} = 5,44 \text{ N} \quad (13)$$

Kde:	P ... ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
	X ... koeficient radiálního zatížení ložiska	[–]
	F_r ... radiální zatížení ložiska	[N]
	Y_2 ... koeficient axiálního zatížení ložiska	[–]
	F_a ... axální zatížení ložiska	[N]
	L_h ... životnost ložiska v hodinách	[hod]
	n_{PS} ... otáčky na výstupu převodovky motoru stolu	[ot · min ⁻¹]
	i ... převodový poměr na řemenovém převodu	[–]
	F_{am} ... minimální axiální zatížení ložiska	[kN]
	m_a ... hmotnost koule DN1000	[kg]
	C_{dyn} ... dynamická únosnost ložiska	[kN]
	A ... koeficient minimálního zatížení	[–]

Podle hodnot výsledků z rovnice (12) můžeme říct, že je ložisko předimenzováno a při správné montáži a údržbě může sloužit po celou životnost stroje, což je vzhledem k jeho umístění vhodné. Bylo by možností zmenšit ložisko na menší průměr, ale vzhledem k stabilitě stolu ho nechám takto předimenzované. Minimální zatížení ložiska je díky jeho malým otáčkám zanedbatelné, viz rovnice (13).

7.4. Výpočet výsledné lapovací rychlosti

U volby motorů jsem vycházel ze základní polohy, kdy je motor nástroje ve svislé poloze a nástroj lapuje pouze mezikruží dané jeho hranami. Součtem otáček motoru nástroje a stolu se dostávám k požadovaným maximálním otáčkám, nebo přesněji řečeno k požadovaným obvodovým rychlostem v místě doteku nástroje s koulí.

$$n_{MAX} = n_{LN} + \frac{n_{PS}}{i} = 23,4 + \frac{80,6}{4} = 43,55 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (14)$$

Kde: n_{MAX} ... maximální relativní otáčky mezi koulí s nástrojem [ot · min⁻¹]
 n_{LN} ... otáčky lapovacího nástroje [ot · min⁻¹]

7.5. Výpočet momentu servopohonu a pohybový šroub vertikálního pohybu

Jak už bylo zmíněno výše, tak pro vertikální pohyb ramene bude použitý servopohon v kombinaci s pohybovým šroubem. Z kuličkového šroubu jsem vypočetl potřebný moment, z kterého jsem zvolil velikost servomotoru. Parametry zvoleného servopohonu a kuličkového šroubu jsou uvedeny v katalozích. Jako osovou sílu jsem použil sílu lapovací, která bude působit ve vertikálním směru působící směrem nahoru. Účinnost šroubu jsem volil 0,88.

$$M_{\text{šr}} = F_{o1} \cdot \frac{d_{V0}}{2} \cdot \frac{\text{tg } \gamma_v}{\eta} = 3220,1 \cdot \frac{1000}{2} \cdot \frac{\text{tg } 2,278}{0,88} = 2,91 \text{ Nm} \quad (15)$$

$$\gamma_v = \arctg \frac{P_v}{\pi \cdot d_{V0}} = \arctg \frac{5}{\pi \cdot 40} = 2,278^\circ \quad (16)$$

Kde: $M_{\text{šr}}$...moment šroubu [Nm]
 $F_{o1} = F_L$...osová síla působící na vertikální pohybový šroub [N]
 d_{V0} ...průměr roztečné kružnice vertikálního pohybového šroubu [mm]
 γ_v ...úhel stoupání vertikálního kuličkového šroubu [°]
 P_v ...rozteč kuliček vertikálního pohybového šroubu [mm]
 η ... účinnost kuličkového šroubu [–]

Dále jsem vypočetl rychlost pohybu ramene ve vertikálním směru při nominálních otáčkách motoru.

$$v_{ver-nom} = \frac{n_V}{60} \cdot P_V = \frac{1800}{60} \cdot 5 = 150 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (17)$$

Kde: $v_{ver-nom}$...nominální rychlost vertikálního posuvu ramene [mm · s⁻¹]
 n_V ... nominální otáčky vertikálního servopohonu [ot · min⁻¹]

U šroubu jsem provedl kontrolní výpočet na vzpěr a životnost podle katalogu kuličkových šroubů firmy Hiwin, viz katalog h. v příloze E (dostupné online [25]).

$$L_{hš} = \left(\frac{C_{dyn,š}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_V \cdot 60} = \left(\frac{25,6}{3,2201} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{1800 \cdot 60} = 4652,5 \text{ hod} \quad (18)$$

$$F_{kmax} = 0,5 \cdot k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 0,5 \cdot 1,03 \cdot \frac{36,7^4}{1491^2} \cdot 10^5 \quad (19)$$

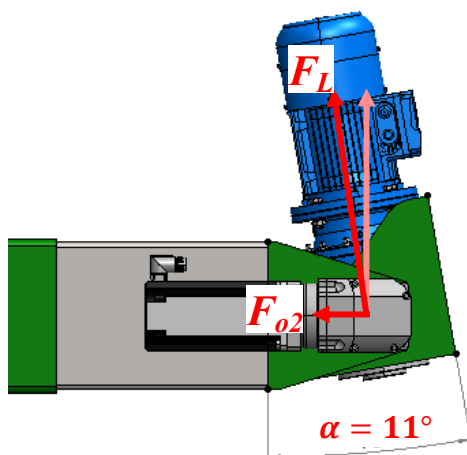
$$F_{kmax} = 42025,8 \text{ N}$$

Kde: $L_{hš}$... životnost kuličkového šroubu v hodinách [hod]
 $F_m = F_L$... zatížení šroubu [kN]
 F_{kmax} ... maximální zatížení šroubu ve vzpěru [N]
 $C_{dyn,š}$... dynamická únosnost kuličkového šroubu [kN]
 d_k ... malý průměr šroubovice [mm]
 k_k ... koeficient závislosti na uložení [–]
 l_k ... nepodepřená délka šroubu [mm]

Výsledné hodnoty značí, že je šroub ve vzpěru značně předimenzovaný. To je také z důvodu, kdy může při špatném nastavení dorazového šroubu sloupu docházet k přidavným ohybovým napětím na šroub vlivem sil, které vytváří moment přes rameno stroje. Proto je důležité udělat prvotní seřízení stroje co nepřesněji, abychom se těmito silám vyhnuli. Hodnota životnosti kuličkového šroubu 4652,5 hodin se může zdát malá, ale vzhledem k tomu, že lapování neprobíhá nepřetržitě a na největší lapovací tlak a rychlost, беру hodnotu jako dostačující.

7.6. Servopohon a pohybový šroub horizontálního pohybu

Jak bylo zmíněno v kapitole 5.3, jako kuličkový šroub byl použit typ SND s roztečí $P_H = 5 \text{ mm}$ a průměrem $d_{H0} = 20 \text{ mm}$ firmy SKF. Po výpočtu podle rovnice (17) je rychlost pohybu ramene v horizontálním směru nyní rovna $83,3 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$. Výpočet momentu probíhal stejně jako při výpočtu vertikálního směru. Osová síla působící na šroub je nyní závislá na sinu úhlu sklonu naklápěcí základny od svislé polohy, viz Obr. 45. Maximální náklon motorového lože jsem volil $\alpha = 11^\circ$.



Obr. 45 Výpočet působící síly

$$F_{o2} = F_L \cdot \sin \alpha = 3220,1 \cdot \sin 11^\circ = 614,4 \text{ N} \quad (20)$$

$$\gamma_H = \arctg \frac{P_H}{\pi \cdot d_{H0}} = \arctg \frac{5}{\pi \cdot 20} = 4,545^\circ \quad (21)$$

$$M_{\text{šr}} = F_{o2} \cdot \frac{d_{H0}}{2} \cdot \frac{\tg \gamma_H}{\eta} = 614,4 \cdot \frac{0,02}{2} \cdot \frac{\tg 4,545}{0,88} = 0,56 \text{ Nm} \quad (22)$$

Kde:	F_{o2} ... osová síla působící na horizontální pohybový šroub	[N]
	α ... maximální náklon motorového lože	[°]
	γ_H ... úhel stoupání horizontálního kuličkového šroubu	[°]
	d_{H0} ... průměr roztečné kružnice horizontálního pohybového šroubu	[mm]
	P_H ... rozteč kuliček horizontálního pohybového šroubu	[mm]

7.7. Kontrola čelisti sklíčidla

Výpočet jsem prováděl podle katalogu sklíčidel SCHUNK, viz katalog d. v příloze E. Maximální přípustná upínací síla pro základní čelist je $F_{max-total-B} = 160 \text{ kN}$. Výška základního sklíčidla je $H = 50 \text{ mm}$. Nejdříve jsem si vypočítal maximální přípustnou sílu jedné čelisti, při jiné upínací výšce, viz rovnice (24).

$$M_{clamping} = \frac{F_{max-total-B} \cdot H}{1000 \cdot 3} = \frac{160000 \cdot 50}{1000 \cdot 3} = 2666,7 \text{ Nm} \quad (23)$$

$$F_{max-total} = \frac{M_{clamping} \cdot 1000}{H_{jaw}} = \frac{2666,7 \cdot 1000}{227} = 11747,4 \text{ N} \quad (24)$$

Kde: $M_{clamping}$... maximální moment pro určení upínací síly [Nm]
 $F_{max-total}$... maximální přípustná upínací síla jedné čelisti [N]
 H_{jaw} ... výška upnutí prstence ve vyráběné čelisti [mm]

Po zjištění maximální přípustné síly pro upnutí na jednu čelist můžu vypočítat potřebnou upínací sílu. Tu počítám s bezpečností upnutí třením $k_2 = 2$ a součinitelem tření mezi prstencem a čelistí $f_2 = 0,2$. Pro uchycení mohou nastat dva případy. Jeden je, když se bude prstenec přenášet ze servisního stolu na kouli. Druhý případ je, když dochází k samotnému lapování a čelisti musí třením zachytit síly mezi čelistmi a prstencem.

$$F_{up-přesun} = \frac{m_{nástroj}^{1000} \cdot g}{3 \cdot f_2} \cdot k_2 = \frac{75,25 \cdot 9,81}{3 \cdot 0,2} \cdot 2 = 2460,7 \text{ N} \quad (25)$$

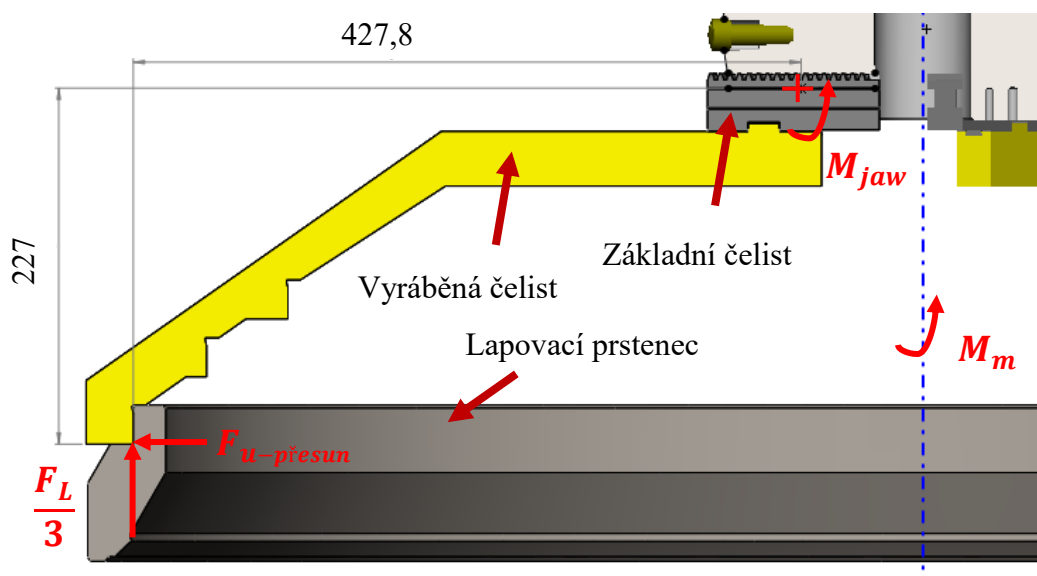
$$F_{up-lap} = \frac{M_m}{3 \cdot \frac{D_r}{2} \cdot f_2} \cdot k_2 = \frac{279}{3 \cdot \frac{1,012}{2} \cdot 0,2} \cdot 2 = 1837,9 \text{ N} \quad (26)$$

$$F_{up-přesun} \wedge F_{up-lap} \leq F_{max-total} \quad (27)$$

$$2460,7 \text{ N} \wedge 1837,9 \text{ N} \leq 11747,4 \text{ N}$$

Kde: $F_{up-přesun}$... upínací síla na jednu čelist pro udržení prstence [N]
 g ... tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 $m_{nástroj}^{1000}$... hmotnost lapovacího prstence pro DN1000 [kg]
 F_{up-lap} ... upínací síla na jednu čelist pro přenos krutu [N]
 D_r ... upínací průměr prstence [m]

Hodnoty jak při upnutí pro přenos prstence, tak pro lapování vyhovují, viz rovnice (27). V dalším výpočtu si ověřím, zda při maximální lapovací síle nepřekročím nejvyšší povolený moment v základní čelisti sklíčidla. Ten má v katalogu hodnotu 3520 Nm.



Obr. 46 Výpočet maximálního momentu na základní čelist

$$M_{jaw} = \frac{F_L}{3} \cdot 0,4278 + F_{up-přesun} \cdot 0,227 \quad (28)$$

$$M_{jaw} = \frac{3220,1}{3} \cdot 0,4278 + 2460,7 \cdot 0,227 = 1017,8 \text{ Nm}$$

$$M_{jaw} \leq M_{max-jaw} \quad (29)$$

$$1017,8 \text{ Nm} \leq 3520 \text{ Nm}$$

Kde: M_{jaw} ... moment působící na čelist [Nm]

$M_{max-jaw}$... maximální povolený moment na základní čelisti [Nm]

Maximální povolený moment v základní čelisti jsem nepřekročil.

7.8. Požadovaná síla pneumatického válce

Lapovacím nástrojem je prstenec, který tlačí na kouli nejen přitlačným pneumatickým válcem, ale taky hmotností prstence, sklíčidla a přitlačné konstrukce. V katalogu firmy

Parker, viz katalog e. v příloze E (dostupné online, [18]), je doporučeno navýšit sílu motoru o 150% až 200%. To jsem zohlednil ve výpočtu hodnotou 1,5.

$$\sum m = m_{nástroj}^{1000} + 3 \cdot m_{čelisti}^{velké} + m_{sklčidla} + m_{zástavby} \quad (30)$$

$$\sum m = 75,25 + 3 \cdot 4,4 + 28,8 + 24,3 = 141,55 \text{ kg}$$

$$F_p = 1,5 \cdot (F_L - \sum m \cdot g) \quad (31)$$

$$F_p = 1,5 \cdot (3220,1 - 142,19 \cdot 9,81) = 2747,2 \text{ N}$$

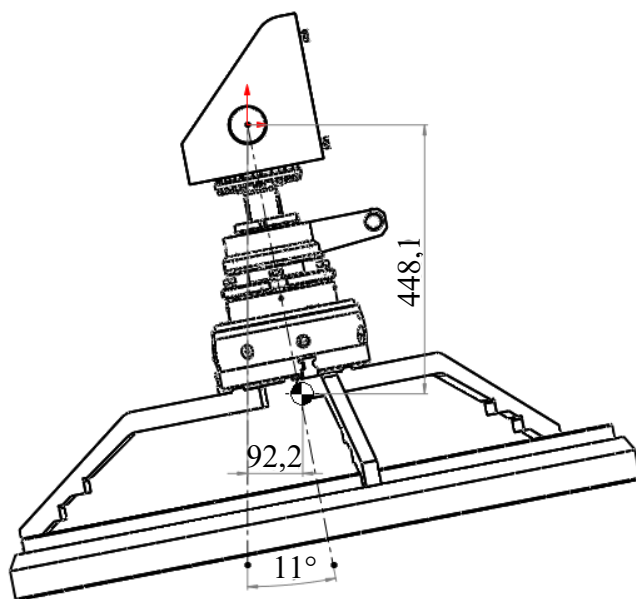
Kde:	$\sum m$... součet hmotností snižující potřebnou sílu válce	[kg]
	$m_{čelisti}^{velké}$... hmotnost vyráběné čelisti pro větší průměry	[kg]
	$m_{sklčidla}$... hmotnost sklčidla	[kg]
	$m_{zástavby}$... hmotnost zástavby odlehčující pneumatický válec	[kg]
	F_p ... požadovaná síla na pneumatickém válci	[N]

Pneumatického motor jsem musel volit takový, který má větší sílu než je 2747,2 N.

7.9. Výpočet motoru naklápěcího lože

Výpočet motoru probíhal přes jednoduchou rovnici, kde působí maximální tíhové síly na rameni vzdáleném k ose otáčení, viz Obr. 47. Celková hmotnost uzlu je rovna součtu hmotnosti motoru s převodovkou, pneumatického motoru a přítlačné hlavy s prstencem. Přítlačná hlava je podle softwaru Solidworks 164,7 kg. Hmotnost motoru je 35kg. Hmotnost pneumatického válce není v katalogu uvedena, proto ji podle nepřesného CAD modelu volím rovnou 11,3 kg. Po součtu získám hmotnost 210 kg, od které můžu začít dimenzovat motor. Problém je s ramenem působící síly, protože výrobce motoru neudává těžiště samotného motoru, natož motoru s převodovkou. Stejně to je u pneumatického motoru. Těžiště sklčidla je taky problém, ale vzhledem k staženému modelu, který nebude mít velkou odchylku, ho můžu použít, protože vypadá podrobněji oproti výše zmíněným dílům. Rozhodl jsem se pro získání těžiště použít díly, které jsou patrné na obrázku níže. Do zjištění těžiště nezahrnuji motory a převodovkou. Při výpočtu budu vycházet z toho, jako by se jednalo o těžiště s problematickými díly. Tím zůstane těžiště níže než je skutečnost a budu mít potřebný moment s rezervou na straně bezpečnosti. Rameno působí

od středu místa naklápění po zmíněné těžiště je při maximálním vychýlení 11° rovno $R = 92,2 \text{ mm}$.



Obr. 47 Schéma působícího těžiště zástavby

$$M_{rot} = F_{rot} \cdot R = m_{rot} \cdot g \cdot R = 210 \cdot 9,81 \cdot \frac{92,2}{1000} = 189,9 \text{ Nm} \quad (32)$$

Kde:

M_{rot} ... maximální moment potřebný k naklápění	[Nm]
F_{rot} ... svislá síla působící na naklápění	[N]
m_{rot} ... hmotnost vstupující do momentu pro naklápění	[kg]
R ... rameno působící síly	[mm]

Výstupní maximální moment z převodovky působící na uzel je roven 278 Nm . U volby motoru jsem vycházel z toho, že můžu použít maximální moment poskytovaný servomotorem. To protože hmotnosti působící na náklon nebudou působit při celém lapovacím procesu, ale pouze v případě, než dojde k přitlačování nástroje. Pak bude motor náklonu odlehčený.

Převodovka servopohonu je upnutá na vidlici a hřídel převodovky otáčí přímo se svařencem naklápěcího lože, z toho důvodu je třeba si ověřit maximální radiální namáhání v převodovce. Výrobce ve svém katalogu udává hodnotu 9200 N . To nám vyhovuje, jelikož síly, které na ni působí, nejsou větší než $F_L/2 = 1610 \text{ N}$. Ložisko na druhé straně vidlice bude velikosti 6012 a v provedení 2RS1, které nám zajistí krytí kuliček od okolního prostředí. Ložisko má statickou bezpečnost 23200 N a taky vyhovuje.

8. Závěr

Tématem této diplomové práce bylo vytvořit konstrukční návrh stroje pro lapování koulí kulových kohoutů. Rozměry lapovaných koulí byly dány světlostí potrubí v rozsahu DN500 až DN1000. Maximální drsnost povrchu pak Ra 0,4. Práce probíhala ve spolupráci s firmou ARMATURY Group a.s.

Během práce jsem provedl jak teoretický průzkum procesu lapování, tak lapovacích zařízení na trhu. Po průzkumu jsem zjistil, že se konvenčně stroje pro lapování velkých průměru koulí neprodávají a bývá to know-how firem, které umí lapovat koule takových rozměrů. Výsledkem průzkumu bylo navržení několika variant, ze kterých jsem zvolil vhodný koncept. V dalších kapitolách jsem popisoval výsledný návrh lapovacího stroje. Popsal jsem funkce a pohyby stroje. Dále jsem specifikoval funkční díly, které jsou na stroji použity. Bral jsem v úvahu i bezpečnost stroje při zapínání a případném uvolnění sloupu stroje. V neposlední řadě byl brán ohled na co nesnadnější výrobu a jednoduchou montáž stroje. Po popisu stroje jsem uvedl výpočty, kterými jsem provedl jak navrhování částí, tak kontrolu kritického místa. Jako kritické místo беру vyráběné čelisti, které jsem podrobil MKP analýze. Ta měla maximální napětí kolem 390 MPa. Volbou vhodného materiálu nebyla překročena mez kluzu materiálu.

Během navrhování byly brány v potaz jak teoretické informace, tak poznatky z praxe. Problematiku, se kterou jsem se setkal poprvé, jsem se snažil řešit tvůrčím způsobem. Výsledek řešení může být viděn na přitlačné hlavě stroje. Tam jsem změnil původní návrh, po poznatku, že je potřeba lapovací prstenec co nejvíce uvolnit.

Taky jsem počítal i s tím, že může být požadováno zvýšení tlaku lapovacího nástroje. K tomu může dojít zmenšením plochy na lapovacím nástroji. Tímto způsobem optimalizace nedojde k zvětšení sil působících na stroj. K návrhu by bylo vhodné dále vytvořit oplocení stroje. Blíže specifikovat pneumatiku, jako proporcionální ventil a kompresor pro řízení přitlačování. Vytvořit schéma zapojení pneumatiky. Vytvořit řídicí panel a dále bych doplnil servisní stůl, ve kterém by byla umístěna pneumatika a lapovací oleje. Rovněž bych do 3D modelu doplnil trysky pro přívod lapovacího oleje.

V této diplomové práci jsem vytvořil unikátní stroj na lapování koulí kulových kohoutů. Pokud bych ale příště navrhoval stejný stroj, tak by došlo k změně otáčecího sloupu na motorizovaný.

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce, cenné rady a připomínky. Rovněž děkuji pánům Ing. Janu Plačkovi a Ing. Jiřímu Plačkovi za rady a připomínky. Samozřejmě nesmím zapomenout na trpělivost a podporu mé rodiny.

9. Seznam použité literatury:

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] *Armatury group* [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.armaturygroup.cz/>
- [3] *Katalog kulových kohoutů K92* [online]. Armatury Group, 2018 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: https://www.armaturygroup.cz/data/files/424e9e3cf737627effc61cd0bc9b6f41_Kulove_kohouty_TRUNNION.pdf
- [4] HUMÁR, A. CSc. *TECHNOLOGIE I TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ – 3. část*. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/Dokoncovaci_a_nekonvencni_metody_obrabeni/TI_TO-3.cast.pdf
- [5] VLACH, Bohumil. *Technologie obrábění*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické, 1984. Skripta. České vysoké učení technické v Praze.
- [6] NĚMEC, Dobroslav. *Strojírenská technologie 3: strojní obrábění*. 2., opr. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1982.
- [7] GAŠPÁREK, Jozef. *Dokončovacie spôsoby obrábania*. Bratislava: Alfa, 1979. Edícia strojárскеj literatúry.
- [8] *Lapmaster LBVS250 Ball Valve Lapping System* [online]. LapmasterIntl, 2013 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=y6NxxicIVoU>
- [9] *EFCO ROTAGO* [online]. 2016 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: http://www.faraznama.com/UserFile/Download/95d1e98b_30f3_4a70_ae6d_6516733730b7.pdf
- [10] *KEMET PRECISION LAPPING AND POLISHING SYSTEMS: Catalogue version 1701* [online]. 2015 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.kemet.co.uk/images/downloads/precision-lapping-2015.pdf>
- [11] *Brousící stroj SAPORITI PV 1000* [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://www.saporiti.it/prodotti/>
- [12] *Obrázek principu lapování* [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1385>

- [13] *Katalog motorů Rossi EP series - EN: verze 2591.01.02* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://www.rossi.com/sites/default/files/2591.PRD_.CAT_.EP_.en_.COR_.01.02.pdf
- [14] *Katalog servomotory Kollmorgen AKM - EN* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/servo/akm-series/akm-series-ac-synchronous-motors/ac-synchronous-servo-motors/#tab3>
- [15] *Katalog lineárního pohybu SKF - EN* [online]. 2012 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.skf.com/binary/21-68266/0901d196801b91d8-12774-EN-Linear-motion-standard-range.pdf>
- [16] *Spojky KTR RADEX NC - EN* [online]. 2012 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/03_backlash-free_jaw_couplings_RADEX_NC.pdf
- [17] *Katalog sklíčidel SCHUNK - EN: verze 9961122-8M-02/2017* [online]. 2017 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://schunk.com/fileadmin/user_upload/Live_ab_2016/06_Service/Kataloge/ab2016/SC HUNK-Drehfutter-Lathe-Chucks.pdf
- [18] *Katalog pneumatických pohonů Parker - CZ: verze PDE2600PNCZ* [online]. 2011 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://www.parker.com/literature/Czech%20Republic/Files/Parker-One-Pneumatic_2012_web.pdf
- [19] *Katalog planetových převodovek APEX AFR - EN: verze APEX-2018-10-AF/AFR Series - 1.0V* [online]. 2018 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.apexdynaczech.cz/wp-content/uploads/2016/08/AFAFR-Eng-3.pdf>
- [20] *Čerpadlo lapovacího oleje VISCOMAT* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.obchodcerpadel.cz/detail-produktu/viscomat-dc-601-24v-zubove-čerpadlo-na-oleje/#qtab=t3>
- [21] *BOLZANO Vlastnosti oceli 16MnCr5* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-cementovani-podle-en-10084/prehled-vlastnosti-oceli-16mncr5>
- [22] *Obrázek rozložení měrného tlaku* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://old.zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Obecne-strojni-casti-1.pdf>
- [23] *Obrázek působení sil na axiální kuželový čep* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z:

[https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/12_MEC_KONTROLA_STYKOVYCH_PL
OCH_NA_OTLACENI_2_ROCNIK-UT.pdf](https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/12_MEC_KONTROLA_STYKOVYCH_PL
OCH_NA_OTLACENI_2_ROCNIK-UT.pdf)

[24] *Katalog řemenů SKF: verze PUB PT/P1 06875/3 EN* [online]. 2016 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://www.skf.com/binary/144-268672/Catalogue---SKF-Power-Transmission-belts---06875_3-EN.pdf

[25] *Katalog kuličkových šroubů HIWIN* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/cz/download>

[26] *Produkty SKF* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://www.skf.com/ph/products/index.html>

10. Seznam příloh:

- A - Parametry ložiska 7088 AM
- B - BOLZANO Vlastnosti oceli 16MnCr5
- C - Výsledků z programu SKF Power Transmittion Calculator 3.1.2
- D - Výkresová dokumentace:
 - SKO0107-001 - LAPOVACÍ STROJ 1000
 - SKO0107-002 - Přítlačná hlava
 - SKO0107-010 - Čelist A
 - SKO0107-011 - Čelist B
 - SKO0107-020 - Prstenec 500
 - SKO0107-021 - Prstenec 600
 - SKO0107-022 - Prstenec 700
 - SKO0107-023 - Prstenec 800
 - SKO0107-024 - Prstenec 900
 - SKO0107-025 - Prstenec 1000
- E - DVD – Obsahuje:
 - 3D model
 - Výkresovou dokumentaci
 - Přílohy A, B, C
 - Katalogy:
 - a. Katalog motorů Rossi EP series, verze 2591.01.02
 - b. Katalog servomotoru AKM_KOLLMORGEN, verze KM_SG_00077_RevC_EN

- c. Katalog lineárního pohybu SKF, verze PUB MT/P1 12774 EN · May 2012
- d. Katalog sklíčidel SCHUNK, verze 9961122-8M-02.2017
- e. Katalog pneumatických pohonů Parker - CZ - verze PDE2600PNCZ
- f. Katalog planetových převodovek APEX AFR - verze APEX-2018-10-AFAFR Series
- g. Katalog řemenů SKF verze PUB PTP1 068753 EN
- h. Katalog kuličkových šroubů HIWIN – CZ
- i. Čerpadlo lapovacího oleje VISCOMAT
- j. Spojky KTR RADEX_NC
- k. Katalog průmyslového těsnění SKF, verze PUB SEP1 109192 EN